

UNIVERSITÀ DI PISA

Facoltà di Ingegneria

Corso di Laurea in Ingegneria dell'Automazione

Tesi di Laurea Specialistica

**VEICOLO AUTONOMO PER  
L'ESPLORAZIONE MARINA CON  
SISTEMA DI RECUPERO ENERGETICO  
DAL MOTO ONDOSI**



**Relatori:**

Prof. Andrea Caiti

Dott. Ing. Luca Sani

Dott. Ing. Emanuele Crisostomi

**Candidato:**

Emanuele Silvestro

Dicembre 2013

## **Sommario**

In questa tesi sono stati ottimizzati modello e controllo di un veicolo autonomo per l'esplorazione marina, munito di un sistema di recupero di energia dal moto ondoso. L'analisi e le simulazioni condotte hanno lo scopo di fornire una strategia di controllo ed una relazione tra l'energia prodotta e le dimensioni del modulo elettromeccanico per la conversione dell'energia.

Le simulazioni sono state eseguite in Matlab ed i risultati offrono inoltre una stima dell'autonomia del veicolo in un ambiente marino tipico del Mar Mediterraneo.

### **Abstract**

The aim of this thesis was to optimize model and control of an autonomous underwater vehicle equipped with a wave energy converter system. The analysis and the simulations conducted had the purpose of providing a control strategy and evidencing a relationship between the energy produced and the size of the electromechanical module for energy conversion. Simulations were performed in Matlab and the results obtained give an estimate of the autonomy of the vehicle in a typical marine environment of the Mediterranean Sea.



# Indice

<b>1</b>	<b>Introduzione</b>	<b>1</b>
1.1	Robotica Marina . . . . .	1
1.1.1	AUV ( <i>Autonomous Underwater Vehicle</i> ) . . . . .	3
1.1.2	Gliders . . . . .	4
1.2	Sistemi di recupero energetico dal moto ondoso . . . . .	8
1.3	Introduzione al veicolo <i>eFolaga</i> . . . . .	11
<b>2</b>	<b>Modello meccanico del veicolo Wave</b>	<b>14</b>
2.1	Cinematica differenziale . . . . .	17
2.2	Dinamica del veicolo . . . . .	18
2.2.1	Energia cinetica . . . . .	19
2.2.2	Energia potenziale . . . . .	19
2.2.3	Forze dissipative . . . . .	20
2.3	Masse aggiunte . . . . .	21
2.3.1	Seakeeping . . . . .	23
2.4	Attriti idrodinamici Drag . . . . .	24
2.5	Equazione dinamica . . . . .	25
2.6	Modello dell'onda . . . . .	26

2.6.1	Onda regolare . . . . .	26
2.6.2	Spettro d'onda . . . . .	33
2.6.3	Spettri d'onda caratteristici . . . . .	34
2.6.4	Forze agenti sullo scafo . . . . .	34
2.7	Forze agenti sull'ala . . . . .	36
2.8	Analisi coppie e potenze sviluppate ai giunti . . . . .	44
<b>3</b>	<b>Azionamento Brushless</b>	<b>46</b>
3.1	Struttura e modello del motore . . . . .	47
3.2	Tecniche di controllo . . . . .	55
3.2.1	Controllo sinusoidale . . . . .	56
3.2.2	Controllo sensorless . . . . .	58
3.3	Sistemi di accumulo elettrochimico . . . . .	60
3.3.1	Modelli matematici . . . . .	65
3.3.2	Stima dello stato di carica . . . . .	67
3.3.3	Vita utile . . . . .	68
3.3.4	Valori nominali . . . . .	70
3.3.5	Tecniche di carica . . . . .	70
3.3.6	Batterie al NiMh Nickel-idruri metallici . . . . .	71
3.3.7	Batterie al Litio . . . . .	72
<b>4</b>	<b>Simulazioni e risultati</b>	<b>75</b>
4.1	Simulazioni sul modello meccanico . . . . .	75
4.1.1	Evoluzione libera del robot . . . . .	76
4.1.2	Lunghezza del braccio <i>link</i> $a_2$ . . . . .	77
4.1.3	Dimensione ala . . . . .	80
4.1.4	Controllo . . . . .	82
4.1.5	Risultati . . . . .	85

4.2	Carichi elettrici e stime dei consumi del veicolo <i>Folaga</i> . . . . .	92
4.3	Simulazioni e dimensionamento del sistema elettrico . . . . .	94
4.4	Statistiche . . . . .	114
<b>5</b>	<b>Conclusioni</b>	<b>118</b>
	<b>Bibliografia</b>	<b>121</b>
	<b>Appendices</b>	
	<b>Appendice A Datasheet</b>	<b>125</b>

# Capitolo 1

## Introduzione

### 1.1 Robotica Marina

Le sfide tecnologiche da affrontare per lo sviluppo di veicoli in grado di esplorare autonomamente l'ambiente sottomarino spaziano in tutti i campi di ricerca e sono oggi sempre più attuali. L'ambiente marino è infatti estremamente variabile, altamente corrosivo, inaccessibile per le alte pressioni esercitate a profondità elevate e capace di sviluppare forze in grado di danneggiare anche le strutture più robuste.

La navigazione subacquea non può avvalersi dei moderni sistemi di misura basati sulle onde elettromagnetiche GPS ma deve utilizzare strumenti di comunicazione basati su onde pressorie, quali i sonar, che hanno dinamiche molto limitate.

Nonostante le numerose difficoltà, l'esplorazione subacquea ha da sempre affascinato l'uomo. Aristotele è forse il primo a raccontare di un improbabile veicolo sottomarino, *skaphe andros*, che permise ad Alessandro Magno di Macedonia di restare in immersione per circa dodici ore durante la guerra di Tiro nel 325 A.C.

Il primo progetto di veicolo subacqueo è descritto da Leonardo da Vinci nel *Codice Atlantico*, mentre fu l'olandese Cornelius van Drebbel nel 1620 il primo uomo a percorrere un breve tratto del Tamigi in immersione ad una profondità di 3-4 metri, alla presenza del Re Giacomo I d'Inghilterra.



In epoca moderna, l'interesse crescente verso nuove fonti di energia, lo studio dei cambiamenti climatici e le innovazioni tecnologiche hanno reso l'esplorazione sottomarina sempre più accessibile. Attualmente possiamo classificare i veicoli robotici sottomarini in due categorie:

- **ROV** (*Remotely Operated Vehicle*): si tratta di robot fisicamente collegati tramite cavo ad un operatore che può trovarsi su una nave o su un'altro veicolo sottomarino figura(1.1). Il cavo serve inoltre a fornire energia e segnali di controllo. Possono essere equipaggiati con bracci robotici per eseguire operazioni complesse e/o con strumentazione per la raccolta di dati oceanografici. Tuttavia tali robot sono sempre meno utilizzati a causa degli alti costi di missione, dovuti soprattutto alla necessità di impiegare una nave da traino con operatori a bordo.

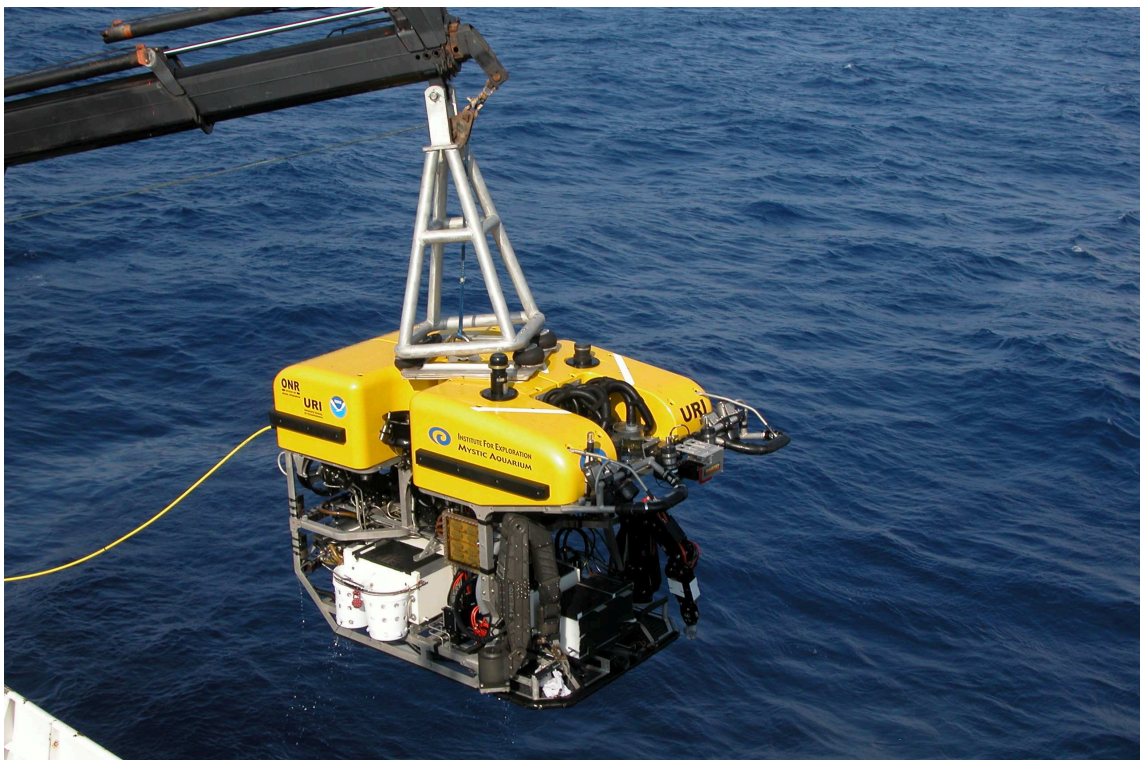


Figura 1.1: Esempio di robot ROV

- **AUV** (*Autonomous Underwater Vehicle*): si tratta di veicoli dotati di una propria riserva energetica ed in grado di compiere missioni sempre più complesse in completa autonomia, senza la necessità di cavi, navi da traino e operatori.

### 1.1.1 AUV (*Autonomous Underwater Vehicle*)

I primi robot autonomi godevano di un ampio range operativo e di molteplici funzionalità, tuttavia erano di grandi dimensioni, meno affidabili, avevano costi elevati e richiedevano un sistema di lancio e recupero con personale specializzato figura(1.2) [1]. L'attuale trend di ricerca nel campo degli AUV è lo sviluppo di veicoli in scala minore e quindi a minor costo; alcuni esempi possono essere trovati in [2] [3].



**Figura 1.2:** Esempio di robot AUV

Veicoli con dimensioni ridotte godono di minore rilevabilità, caratteristica richiesta



per effettuare operazioni di sorveglianza, inoltre necessitano di un minor spazio di manovra e quindi hanno migliore agilità, ma autonomia molto limitata per via della minore riserva energetica a disposizione. Per compiere missioni di lunga durata si utilizza una particolare categoria di AUV, i *gliders* fig.(1.3).



**Figura 1.3:** Esempio di GLIDER

### 1.1.2 Gliders

I *gliders* sono particolari veicoli autonomi, progettati in modo da minimizzare il consumo energetico al fine di compiere lunghe missioni nel tempo e nello spazio; un esempio è illustrato in [4]. La caratteristica principale dei *gliders* è di essere privi di attuatori: il moto in acqua avviene modificando il galleggiamento, imbarcando o espellendo acqua tramite

pompe idrauliche. Modificando opportunamente il peso ed il centro di galleggiamento grazie anche all’ausilio di ali idrodinamiche, i gliders *planano*<sup>1</sup> sotto la superficie del mare affondando e riemergendo lentamente, descrivendo una traiettoria sinusoidale.

Grazie alla variazione di galleggiamento, i *gliders* sono veicoli molto efficienti, adatti a compiere “surveys” oceanografiche e la rotta può essere corretta mediante l’utilizzo del GPS ogni volta che riaffiorano in superficie.

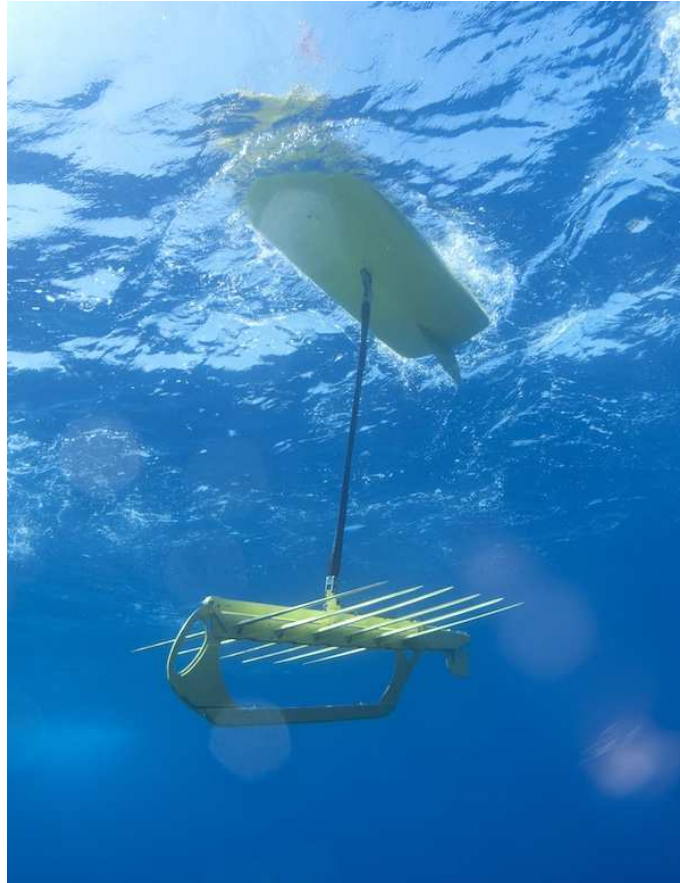
Per aumentare l’autonomia di questi veicoli, negli ultimi anni sono stati sviluppati robot capaci di assorbire energia dall’ambiente esterno: ne è un esempio il veicolo autonomo *Wave Glider* capace di portare a termine un viaggio di 4000 km dalle Hawaii a San Diego, California, in soli 82 giorni [5] [6] figura(1.4).

Nel *Wave Glider*, l’elettronica di bordo è alimentata tramite pannelli solari, mentre la propulsione è ottenuta attraverso un sistema multiplo di ali sommerse, collegate alla parte del veicolo in superficie tramite un cavo figura(1.5).

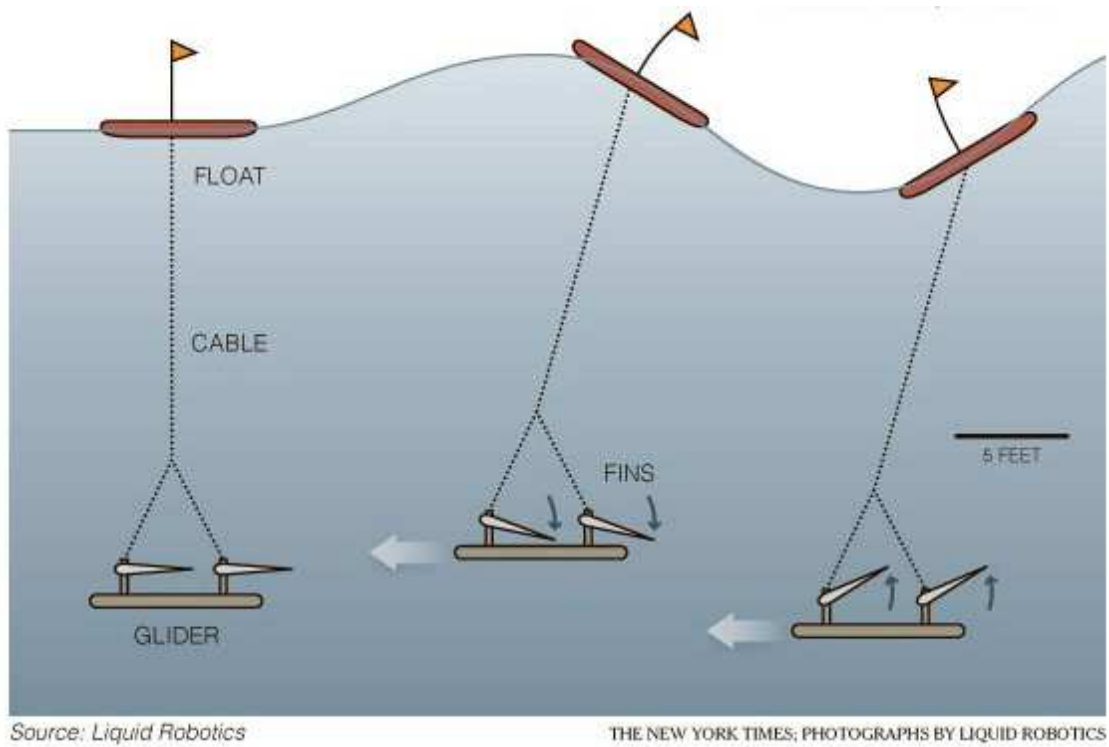
In questo lavoro di tesi si indagano le possibilità di sfruttare il potenziale energetico del moto ondoso per ricaricare le batterie di un AUV, utilizzando un opportuno sistema elettro-meccanico di conversione energetica. Di seguito verranno pertanto introdotti alcuni moderni sistemi in grado di produrre energia elettrica dal moto ondoso.

---

<sup>1</sup>Da qui il termine inglese *glider*, aliante



**Figura 1.4:** Veicolo *Wave Glider* [5]



**Figura 1.5:** Schema del sistema di propulsione del *Wave Glider* [5]

## 1.2 Sistemi di recupero energetico dal moto ondoso

L'industria di produzione energetica dal moto ondoso è relativamente nuova ed economicamente meno competitiva rispetto a tecnologie più mature, come la produzione eolica. Tuttavia la densità energetica delle onde marine è la più elevata rispetto alle altre risorse energetiche rinnovabili. L'idea di sfruttare l'energia del moto ondoso non è nuova: un primo brevetto risale al 1799 (Girard & Son, Francia), ma in Europa ricerca e sviluppo in questo settore sono cresciuti solo dopo il drammatico incremento del prezzo del petrolio del 1973. L'energia delle onde marine deriva dai venti che soffiano lungo le superfici dei mari: il naturale trasferimento energetico dal vento al moto ondoso risulta vantaggioso in termini di densità energetica, soprattutto se si considera che un'onda che si forma in acque profonde può viaggiare per molti Km con pochissima perdita energetica. Onde con ampiezze di 2 m e periodi lunghi (7-10s) hanno flussi energetici compresi tra 40-70 Kw per metro di acqua di onda in arrivo [7]. Recenti studi assegnano all'area del Nord Atlantico riserve di potenza di circa 290GW, mentre nel Mediterraneo le riserve di potenza variano in media dai 4 ai 11 KW/m. L'area costiera italiana ha una media di 5KW/m, anche se in alcune zone della Sardegna e della Sicilia aumenta a 10KW/m [7]. Le maggiori difficoltà incontrate nel creare sistemi di conversione energetica del moto ondoso sono:

- Irregolarità di ampiezza, fase e periodo delle onde, perciò risulta impossibile ottenere la massima efficienza lungo tutto l'intervallo delle frequenze di eccitazione.
- I carichi strutturali in condizioni meteo estreme possono essere molto elevati, quasi 100 volte il carico medio.

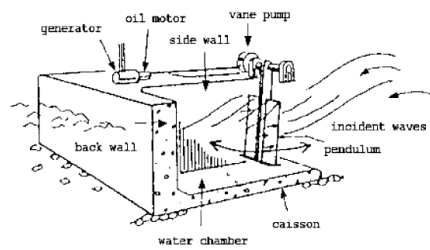
Un interessante dato, in contrasto con lo scarso utilizzo di questa risorsa energetica rinnovabile, è che esistono numerose idee su come convertire l'energia del moto ondoso (solo in Giappone sono stati depositati oltre 1000 brevetti su tecniche di recupero energetico dalle onde)

I WEC (*wave energy converter*) si classificano in impianti costieri e impianti in mare aperto. Un esempio di WEC costiero è il *Pendulor* [8] figura(1.6a) che sfrutta l'oscillazione di un pendolo azionato dall'onda incidente per fornire potenza ad una pompa idraulica e ad un generatore elettrico. Gli impianti in mare aperto offrono il vantaggio di sfruttare regimi di onde più potenti; ne sono esempio i *point absorber* WEC [9] figura(1.6b) costituiti da una parte galleggiante ed una ancorata al fondale marino, che sfruttando la spinta di galleggiamento per azionare una pompa idraulica ed un generatore.

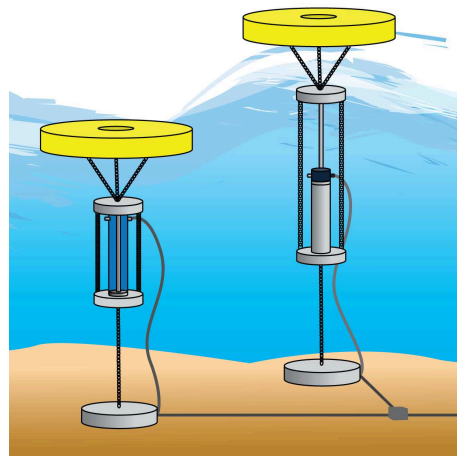
In figura(1.6c) osserviamo il *Pelamis* [10], un sistema costituito da più sezioni cilindriche galleggianti, che sfrutta il moto relativo delle sezioni per azionare un sistema idraulico collegato ad un generatore elettrico.

Un sistema simile al *Pelamis* è il *Salter Duck* [11] figura(1.6d): la caratteristica principale di questo WEC è la capacità di sfruttare sia l'energia cinetica che quella potenziale delle onde, raggiungendo un'efficienza teorica del 90%.





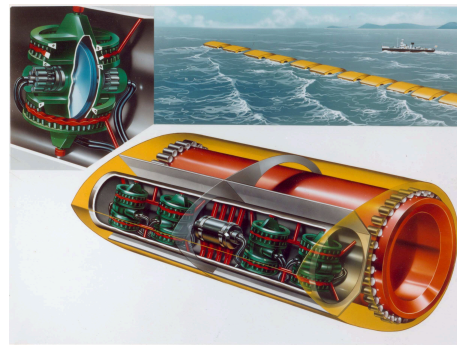
(a) Pendulor [8]



(b) Point absorber [9]



(c) Pelamis [10]



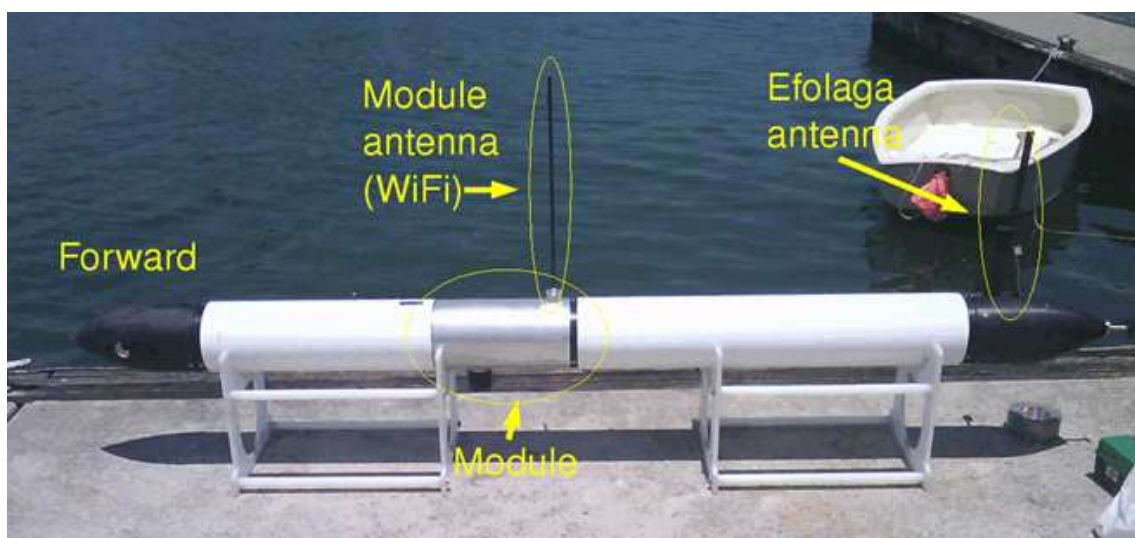
(d) Salter Duck [11]

**Figura 1.6:** WEC *wave energy converter*

### 1.3 Introduzione al veicolo *eFolaga*

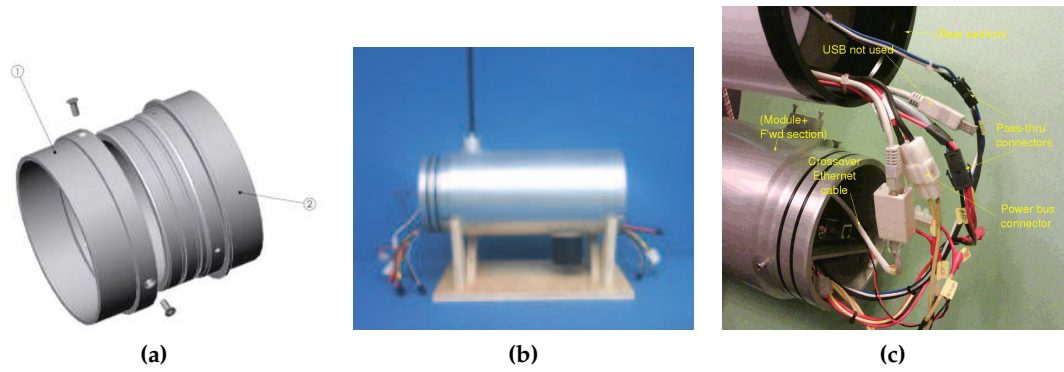
Lo scopo di questa tesi è elaborare un possibile sistema elettro-meccanico WEC in grado di convertire l'energia del moto ondoso in energia elettrica, e che possa essere facilmente installato su un veicolo autonomo per l'esplorazione marina dal nome commerciale *eFolaga+* sviluppato dalla GraalTech s.r.l.

Il veicolo *eFolaga+* figura(1.7) è un AUV ibrido dal punto di vista della propulsione, cioè dotato sia di propulsori (a elica e/o a pompa a getto), sia di un meccanismo di variazione della galleggiabilità e del beccheggio. Il veicolo è dotato di capacità di hovering, ed ha un'autonomia in propulsione di circa 8 ore. E' possibile installare moduli payload (anche più d'uno in serie) nella parte centrale del veicolo (si vedano le figure(1.8a-1.8b-1.8c)).

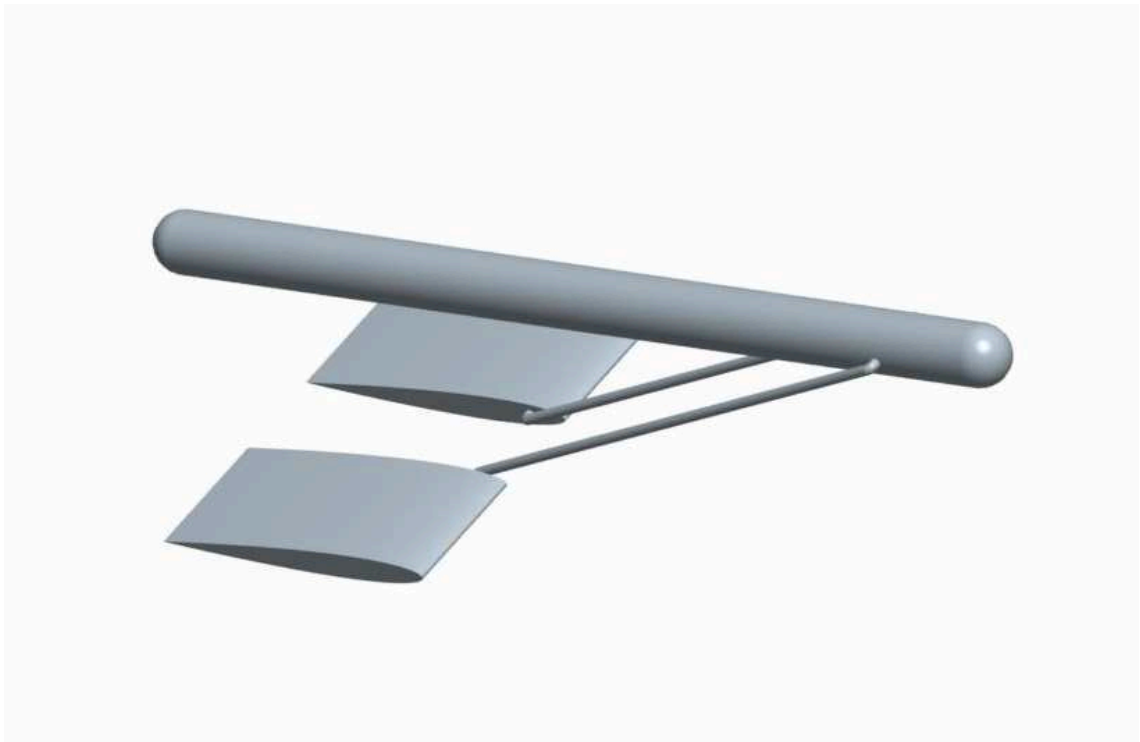


**Figura 1.7:** Veicolo *eFolaga+*

Il WEC sarà progettato come un modulo del veicolo: nel dettaglio, il sistema sarà formato da due bracci robotici disposti simmetricamente al piano longitudinale del veicolo, ciascuno costituito da due parti mobili, un braccio ed un'ala figura(1.9).



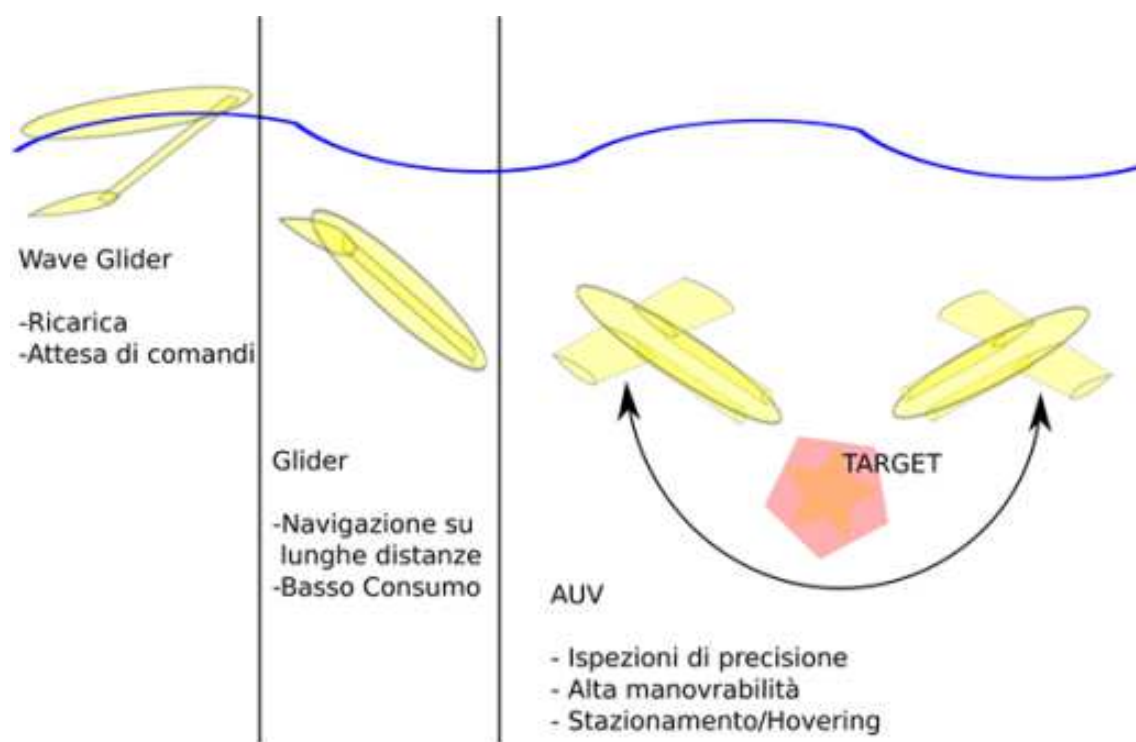
**Figura 1.8:** Struttura moduli payload eFolaga



**Figura 1.9**

Questo sistema era stato già studiato in [12] e in [13] come sistema di propulsione passiva, mentre in questo lavoro si indaga sulla possibilità di convertire l'energia cinetica del braccio e dell'ala in energia elettrica, grazie all'ausilio di 4 motori brushless posti all'altezza dei giunti cinematici.

La scelta di questo tipo di cinematismo è dettata dalle specifiche funzionali che questo veicolo deve soddisfare. Come osserviamo in figura(1.10), il veicolo è in grado di funzionare in modalità AUV mantenendo una buona manovrabilità, in modalità Glider raccogliendo dati su lunghe distanze ed in modalità Wave Glider in cui utilizza il modulo WEC per ricaricare le batterie.



**Figura 1.10:** Configurazioni e modalità di utilizzo del prototipo WAVE

## Capitolo 2

# Modello meccanico del veicolo Wave

Lo sviluppo analitico del modello è stato parte dello studio congiunto fra CSSN e ISME nel progetto VAI, precursore del progetto WAVE [14]. Il robot è caratterizzato da tre corpi vincolati tra di loro, lo scafo, il braccio e l'ala. Il modello sviluppato è bidimensionale, sono descritti i moti di *surge*, *heave* e *pitch* (avanzo lungo  $x$ , sussulto lungo  $z$  e beccheggio rotazione attorno all'asse  $y$ ), e vengono trascurati i moti di *sway*, *roll*, *yaw* (imbardata rollio e deriva). Lo studio si concentra sulla dinamica del moto bidimensionale del sistema braccio-ala sotto l'effetto delle forze pressorie dovute ad un'onda incidente. Lo schema della catena cinematica è rappresentato in figura(2.1).

Il robot è parametrizzato seguendo la convenzione di *Denavit-Hartenberg*, secondo la quale è possibile individuare in maniera sistematica le terne di riferimento solidali con i singoli corpi della catena cinematica.

Il passaggio da un sistema di coordinate ad un altro avviene tramite una successione di rototraslazioni, nel dettaglio:

- due rotazioni ( $\theta$  e  $\alpha$ ) rispettivamente attorno all'asse  $z$  e  $x$ ;
- due traslazioni ( $d$  e  $a$ ) rispettivamente lungo  $z$  e  $x$ .

Ogni *link* (corpo) del robot verrà rappresentato in un sistema di coordinate locali e generalmente si fa coincidere l'origine con il giunto in comune con il *link* precedente. Per

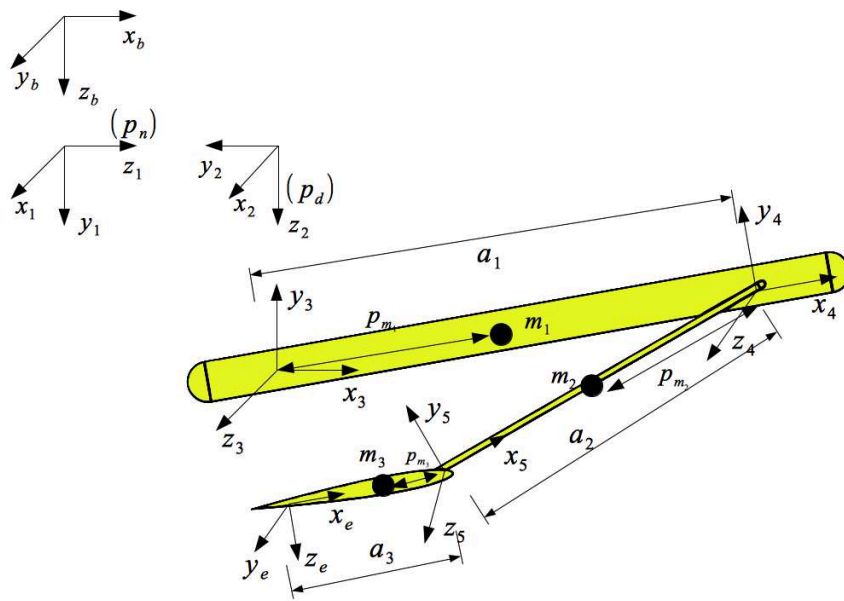


Figura 2.1: Schema del modello bidimensionale del robot

passare da un sistema di riferimento  $i$ -esimo al precedente ( $i-1$ ) si usa la trasformazione:

$$T^{i-1}(d_i, \theta_i, a_i, \alpha_i) = \begin{pmatrix} \cos(\theta_i) & -\cos(\alpha_i)\sin(\theta_i) & \sin(\alpha_i)\sin(\theta_i) & a_i\cos(\theta_i) \\ \sin(\theta_i) & \cos(\alpha_i)\cos(\theta_i) & -\sin(\alpha_i)\cos(\theta_i) & a_i\sin(\theta_i) \\ 0 & \sin(\alpha_i) & \cos(\alpha_i) & d_i \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}$$

I parametri del modello rappresentato in figura(2.1) sono raccolti nella tabella(2.1) L'intero

$d$	$\theta$	$a$	$\alpha$
0	$\frac{\pi}{2}$	0	$\frac{\pi}{2}$
$p_n$	0	0	$-\frac{\pi}{2}$
$p_d$	$-\frac{\pi}{2}$	0	$-\frac{\pi}{2}$
0	$q_3$	$a_1$	0
0	$q_4$	$-a_2$	0
0	$q_5$	$-a_3$	0
0	0	0	$\frac{\pi}{2}$

**Tabella 2.1:** Parametri di DH

sistema è riferito al sistema di coordinate base  $0_b\{x_b, y_b, z_b\}$  seguendo la convenzione *north east down (NED)*, perciò  $z$  è positivo al di sotto del livello del mare. I primi due giunti della catena sono prismatici e servono per descrivere il moto di *surge* lungo  $x$  ( $p_n$ ) e il moto di *heave* lungo  $z$  ( $p_d$ ), e si riferiscono a a *link* virtuali e cioè senza massa e dimensione. Il terzo giunto,  $q_3$ , è rotoidale e serve per descrivere l'angolo di *pitch* dello scafo. Gli ultimi due giunti  $q_4$  e  $q_5$  sono entrambi rotoidali e descrivono i due gradi di libertà del sistema braccio-ala.

Il sistema complessivo ha 5 gradi di libertà, rappresentati dal vettore dei giunti:

$$q = [p_n, p_d, q_3, q_4, q_5]^T$$

L'ultima terna è solidale con il centro aerodinamico dell'ala che si trova ad  $1/4$  dal bordo d'attacco, e servirà in seguito per calcolare le coppie dovute alle forze pressorie di *lift* e

*drag* che si generano con il moto relativo tra ala e fluido.

$$T_e^b = T_1^b T_2^1(p_n) T_3^2(p_d) T_4^3(q_3) T_5^4(q_4) T_6^5(q_5) T_e^6 = \begin{pmatrix} R_e^b(q) & p_e^b(q) \\ 0^T & 1 \end{pmatrix}$$

## 2.1 Cinematica differenziale

La relazione che lega la velocità ai giunti  $q$  alla velocità di un generico punto su un *link* del robot  $p_*^b$  è espressa dallo Jacobiano geometrico:

$$J^b(q, p_*^b) = \left[ \begin{pmatrix} J_{p_1} \\ J_{O_1} \end{pmatrix} \cdots \begin{pmatrix} J_{p_n} \\ J_{O_n} \end{pmatrix} \right]$$

In cui:

- $J_{p_i}$  di dimensioni  $(3 \times n)$  è il Jacobiano di posizione e rappresenta il contributo della velocità ai giunti alla velocità lineare;
- $J_{O_i}$  di dimensioni  $(3 \times n)$  è il Jacobiano di orientazione e rappresenta il contributo della velocità ai giunti alla velocità angolare.

A seconda del tipo di giunto  $P$ , il Jacobiano è costruito nel seguente modo:

$$\begin{bmatrix} J_{p_i} \\ J_{O_i} \end{bmatrix} (q, p_*^b) = \begin{cases} \begin{pmatrix} z_{i-1} \\ 0 \end{pmatrix} & \text{se prismatico} \\ \begin{pmatrix} z_{i-1} \wedge (p_*^b - p_{i-1}^b) \\ z_{i-1} \end{pmatrix} & \text{se rotoidale} \end{cases}$$

Perciò la funzione che lega la velocità ai giunti alla velocità lineare e angolare del generico punto  $p_*^b$  sarà:

$$V_*^b(q, \dot{q}) = \begin{pmatrix} p_*^b \\ \omega_*^b \end{pmatrix} = J^b(q, p_*^b) \dot{q}$$

Anche gli effetti idrodinamici agiranno localmente e quindi dovremo considerare le velocità locali, che in un generico sistema di riferimento  $\{u\}$  sono espresse dalla seguente



equazione:

$$v_*^u = \begin{bmatrix} R_b^u & 0 \\ 0 & R_b^u \end{bmatrix} J^b(q, p_*^b) \dot{q} = J_u^b(q) J^b(q, p_*^b) \dot{q}$$

Infine si utilizza la dualità cinetostatica per esprimere la relazione che intercorre tra le forze generalizzate  $f_*^b$  sul generico punto  $p_*^b$  con le coppie ai giunti:

$$\tau(q, p_*^b) = J^b(q, p_*^b)^T f_*^b$$

## 2.2 Dinamica del veicolo

Per modellare la dinamica di un robot è possibile utilizzare due tecniche diverse:

1. la prima tecnica è la formulazione di *Newton-Eulero* che si basa sulla scrittura delle equazioni di bilancio di tutte le forze e i momenti agenti sul generico *link* del robot. È una tecnica ricorsiva, quindi molto efficiente dal punto di vista computazionale.
2. La seconda tecnica è detta di *Lagrange* e sarà adottata in questo lavoro.

La tecnica *lagrangiana* ha un approccio più sistematico. Una volta scelto il vettore delle variabili di giunto  $q = [q_1, \dots, q_n]^T$  si definisce la funzione lagrangiana:

$$\mathcal{L} = \mathcal{T} - \mathcal{U}$$

in cui:

- $\mathcal{T}$  è l'energia cinetica;
- $\mathcal{U}$  è l'energia potenziale.

L'equazione differenziale per un singolo *link* è:

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial \mathcal{L}}{\partial \dot{q}_i} - \frac{\partial \mathcal{L}}{\partial q_i} + \frac{\partial F_{d_i}}{\partial q_i} = \tau_i$$

In forma compatta:

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial \mathcal{L}}{\partial \dot{q}} - \frac{\partial \mathcal{L}}{\partial q} + \frac{\partial F_d}{\partial q} = \tau^T$$

In cui  $\tau$  è il vettore delle forze generalizzate (coppie) ai giunti e  $F_d$  è la funzione di Rayleigh usata per modellare i termini che dissipano energia (attriti ed attriti idrodinamici).

L'equazione *lagrangiana* di un corpo che si muove all'interno di un fluido, come vedremo nelle sezioni successive, necessita di ulteriori termini idrodinamici e idrostatici.

### 2.2.1 Energia cinetica

L'energia cinetica del *link i-esimo* è:

$$\mathcal{T}_i(q, \dot{q}) = \frac{1}{2} m_i (\dot{q})_i^T J_{P_i}^*(q, p_{mi}^b)^T J_{P_i}^*(q, p_{mi}^b) \dot{q} + \frac{1}{2} \dot{q}_i^T J_{O_i}^*(q, p_{mi}^b)^T R_i^b(q) I_{mi}^i R_i^b(q)^T J_{P_i}^*(q, p_{mi}^b) \dot{q}$$

In cui:

- $p_{mi}^b$ ,  $m_i$  e  $I_{mi}^i$  sono rispettivamente il centro di massa, la massa e l'inerzia rispetto al frame  $\{j\}$  del link *i-esimo*;
- $J_i^*$  è il Jacobiano rispetto al centro di massa che tiene conto dei contributi fino al link *i-esimo*<sup>1</sup>.

L'energia cinetica dell'intero sistema è quindi la somma di tutti i singoli contributi di ciascun *link*:

$$\mathcal{T}(q, \dot{q}) = \sum_{i=1}^5 \mathcal{T}_i(q, \dot{q}).$$

### 2.2.2 Energia potenziale

L'energia potenziale tiene conto degli effetti delle forze gravitazionali e di quelle di galleggiamento e per ciascun *link* ha la seguente forma:

$$\mathcal{U}_i(q) = (\rho V_i - m_i) g_0^{b^T} z_{mi}^b$$

---

<sup>1</sup>I primi due giunti sono virtuali e cioè privi di massa ed inerzia.

Dove:

- $g_0^b[0,0,g]^T$  è il vettore gravità ed è positivo lungo l'asse  $z$  del sistema di coordinate base;
- $V_i$  e  $\rho$  sono rispettivamente, il volume del *link*  $i$ -esimo e la densità del fluido in cui il veicolo è immerso.

Affinché lo scafo sia in galleggiamento, il termine potenziale dovrà essere maggiore di zero e quindi  $\rho V_i g > m_i g$ . Il robot è in grado di variare il termine  $m_i$  attraverso un *ballast tank*: quest'ultimo è un serbatoio che viene riempito o svuotato di acqua attraverso l'ausilio di pompe idrauliche. Se le dimensioni lo consentono, è possibile munire ciascun *link* di un sistema con *ballast tank*: tuttavia nelle simulazioni riportate nei capitoli successivi si considera il sistema braccio-ala in galleggiamento neutro costante.

### 2.2.3 Forze dissipative

Nel modello in esame le forze che dissipano energia sono di due tipi:

1. il primo è l'attrito viscoso ed è modellato con una funzione lineare proporzionale alla velocità dei giunti:

$$D_q \dot{q} = \left( \frac{\partial F_d}{\partial \dot{q}} \right)^T$$

2. il secondo è l'attrito idrodinamico, dovuto al moto del veicolo nel fluido e può essere modellato con la seguente funzione lineare:

$$\tau_h = -(J_q^{iT}(p_{mi}^b, q) D_{hi} J_b^i J^*(p_{mi}^b, q) \dot{q}) = -D_{hi}(q) \dot{q}$$

Ogni matrice di attrito idrodinamico  $D_{hi}$  è calcolata singolarmente per ciascun *link* nel sistema di riferimento locale, così da semplificare il lavoro di modellazione.

## 2.3 Masse aggiunte

Nella meccanica dei fluidi le **masse aggiunte o virtuali**, sono dei termini inerziali che vengono sommati all'inerzia di un corpo che si muove all'interno di un fluido. Le masse aggiunte servono per descrivere le accelerazioni provocate dallo spostamento di una porzione di volume di fluido che circonda il corpo immerso durante il moto. Tuttavia non bisogna confondere le masse aggiunte con una quantità di massa da aggiungere al corpo immerso, come se il sistema complessivo avesse una massa maggiore. Le masse aggiunte devono essere considerate come dei termini aggiunti al modello per descrivere le forze e i momenti pressori indotti durante il moto di un corpo che si muove attraverso un fluido. In prima approssimazione è possibile considerare tutti i *link* del robot come degli ellissoidi prolatti figura(2.2) [15].

Le masse aggiunte per un ellissoide prolato vengono espresse attraverso una matrice

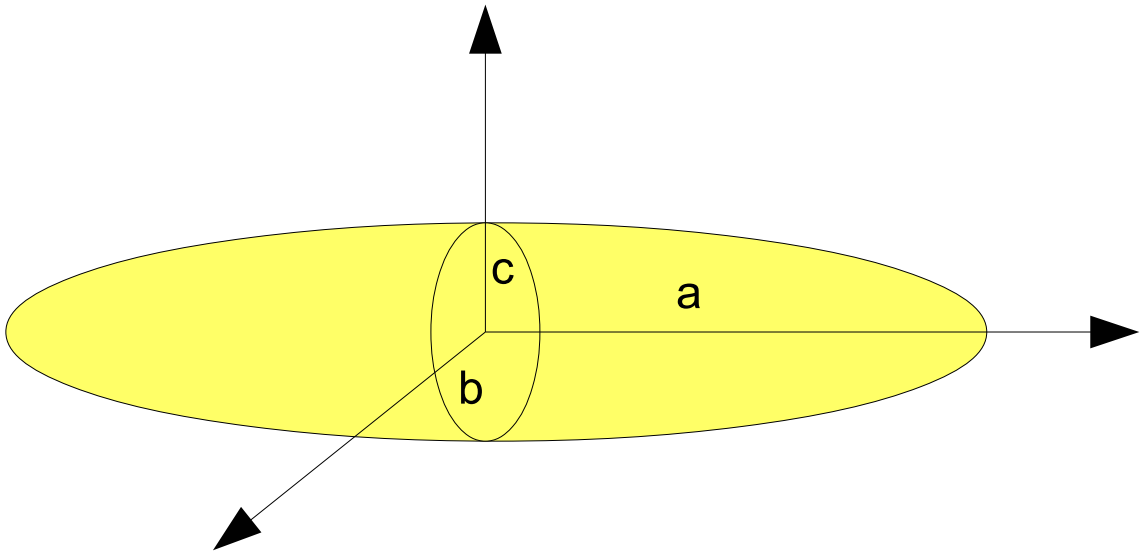


Figura 2.2

diagonale ed è possibile sfruttare la simmetria longitudinale ( $b = c$ ) per semplificare il calcolo. Di seguito viene riportata la procedura di calcolo. La matrice delle masse

aggiunte ha la seguente forma:

$$M_a = - \begin{pmatrix} X_u & & & & & \\ & Y_v & & & & \\ & & Z_w & & & \\ & & & K_p & & \\ & & & & M_q & \\ & & & & & N_r \end{pmatrix} \quad (2.1)$$

Gli indici  $\{u, v, w\}$  indicano le componenti della forza dovuta alle velocità lineari rispettivamente lungo  $x$ ,  $y$  e  $z$ , mentre gli indici  $\{p, q, r\}$  sono i momenti dovuti alle velocità angolari.

Indichiamo con  $\rho_i$  e  $V_i = \frac{4}{3}\pi ab^2$  la densità e il volume del *link i-esimo* e inoltre definiamo l'eccentricità come:

$$e = 1 - \left(\frac{b}{a}\right)^2 \quad (2.2)$$

Per il calcolo utilizziamo i termini  $\alpha_0$  e  $\beta_0$  [15] definiti nel seguente modo:

$$\alpha_0 = 2(1 - e^2) \left[ e - \frac{1}{2} \ln \left( -\frac{e+1}{e-1} \right) \right] \frac{1}{e^3}$$

$$\beta_0 = \frac{1}{e^2} + \ln \left( -\frac{e+1}{e-1} \right) \frac{e^2 - 1}{2e^3}$$

Adesso è possibile esprimere le componenti della matrice (2.1) nel seguente modo:

$$X_u = -m \frac{\alpha_0}{2 - \alpha_0}$$

$$Y_v = -m \frac{\beta_0}{2 - \beta_0}$$

$$K_p = 0$$

$$M_q = \frac{m(a^2 - b^2)(\alpha_0 - \beta_0)}{5(2a^2 - 2b^2 + (\alpha_0 - \beta_0)(a^2 + b^2))}$$

Inoltre sfruttando la simmetria dell'ellissoide lungo l'asse longitudinale e mediale, i termini  $Z_w$  e  $N_r$  sono pari a:

$$Z_w = Y_v$$

$$N_r = M_q$$

### 2.3.1 Seakeeping

L'analisi dei parametri idrodinamici del robot è stato oggetto di studio di un precedente progetto [13], ed in questa trattazione sarà solo descritta in modo sommario.

Per stimare i parametri idrodinamici di un'imbarcazione si utilizza la teoria delle strisce, un metodo di analisi numerico nel dominio della frequenza. Si parte da un modello CAD dell'imbarcazione che viene suddiviso in un numero definito di sezioni trasversali. Vengono calcolati i coefficienti idrodinamici di ogni sezione trasversale, mentre i coefficienti globali sono ricavati integrando i coefficienti di ciascuna sezione lungo la lunghezza dell'imbarcazione. Il problema è formulato come la risposta dell'imbarcazione a diverse condizioni (frequenze) di mare definite dall'utente e la procedura è limitata allo studio delle sole risposte lineari. La teoria delle strisce si basa su tre ipotesi di lavoro [16]:

1. l'elevazione del mare è considerata come un processo stocastico ergodico gaussiano a media nulla;
2. sia le forze eccitanti generate dalle onde sia i moti sono assunti lineari;
3. l'imbarcazione mantiene un corso regolare e velocità media costante.

In [13] è stato utilizzato il software *Seakeeper* un programma di analisi contenuto nel pacchetto software *Maxsurf*.

## 2.4 Attriti idrodinamici Drag

I parametri idrodinamici delle forze dissipative possono essere stimati in maniera simile al caso delle masse aggiunte. Se rimane valida l'approssimazione di *links* con geometria ellittica, allora la matrice di attrito idrodinamico è diagonale:

$$D_h = - \begin{pmatrix} F_x & & & & \\ & F_y & & & \\ & & F_z & & \\ & & & M_x & \\ & & & & M_y \\ & & & & & M_z \end{pmatrix} \quad (2.3)$$

I singoli elementi della matrice  $D_h$  sono definiti nel seguente modo:

$$\begin{aligned} F_x &= \frac{16\pi a \mu e^3}{(1+e^2)L - 2e} \\ F_y &= \frac{32\pi a \mu e^3}{(3e^2 - 1)L - 2e} \\ M_x &= \frac{32\pi a^3 \mu e^3 (1+e^2)L - 2e}{3(1-e^2)} \\ M_y &= \frac{M_x}{1-e^2} \end{aligned}$$

Dove l'eccentricità è definita come in (2.2); il coefficiente di viscosità dell'acqua è definito come:

$$\mu = 0.0105\rho$$

Il termine  $L$  indica:

$$L = \log \frac{1+e}{1-e}$$

Infine sfruttando la simmetria della forma geometrica i termini:

$$F_z = F_x$$

$$M_z = M_x$$

Come per le masse aggiunte, anche per la stima dei coefficienti di attrito idrodinamico, nel caso di geometrie più complesse, si ricorre all'uso della teoria delle strisce e di software specifici.

## 2.5 Equazione dinamica

Considerando i contributi descritti nelle sezioni precedenti, l'equazione dinamica complessiva del robot assume la seguente forma:

$$B(q)\ddot{q} + C(q, \dot{q})\dot{q} + D(q, \dot{q})\dot{q} + G(q) = \tau_{wave} + J^T f_{wing} + \tau_{control} \quad (2.4)$$

In cui:

- $B(q)$  è la matrice d'inerzia;
- $C(q, \dot{q})$ , i termini inerziali corrispondenti ad accelerazioni centrifughe e di *Coriolis*;
- $D(q, \dot{q})$  gli attriti e gli attriti idrodinamici;
- $G(q)$  il termine gravitazionale;
- $\tau_{wave}$  le coppie utilizzate per descrivere il galleggiamento dello scafo lungo il profilo dell'onda;
- $J^T f_{wing}$ , altrimenti chiamata  $\tau_{wing}$ , le forze di *drag* e *lift* esercitate dall'onda sull'ala;
- $\tau_{control}$  sono le coppie di controllo.

Il calcolo della matrice d'inerzia  $B(q)$  e di *Coriolis*  $C(q, \dot{q})$  deriva dall'equazione dell'energia cinetica.

Il bilancio dell'energia cinetica del robot che si muove attraverso un fluido è dunque:

$$\mathcal{T}_{tot} = \mathcal{T}_r + \mathcal{T}_a$$



In cui  $\mathcal{T}_r$  è l'energia cinetica del robot, mentre  $\mathcal{T}_a$  è il contributo energetico dovuto alle masse aggiunte:

$$\mathcal{T}_a = \frac{1}{2} \sum_{k=1}^n m_i q^T J_{pm_i}^T M_{a_i} J_{pm_i} q$$

L'energia cinetica totale è quindi indicata come:

$$\mathcal{T}_{tot} = \frac{1}{2} \dot{q}^T B(q) \dot{q} = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^n b_{ij}(q) \dot{q}_i \dot{q}_j$$

La matrice di *Coriolis* è calcolata come:

$$C(q, \dot{q}) = \sum_{j=1}^n \sum_{k=1}^n h_{ijk}(q) \dot{q}_k \dot{q}_j$$

Dove:

$$h_{ijk} = \frac{\partial b_{ij}}{\partial q_k} - \frac{1}{2} \frac{\partial b_{jk}}{\partial q_i} \quad (2.5)$$

La matrice di attrito  $D(q, \dot{q})$  è il risultato della somma di due termini:

$$D(q, \dot{q}) = D_q + D_h(q)$$

Il primo termine sono gli attriti viscosi ai giunti  $D_q$  mentre il secondo termine  $D_h(q)$  sono gli attriti idrodinamici calcolati come riportato nella sezione precedente. Nel seguito verranno trattate nel dettaglio le forze esterne agenti sul sistema.

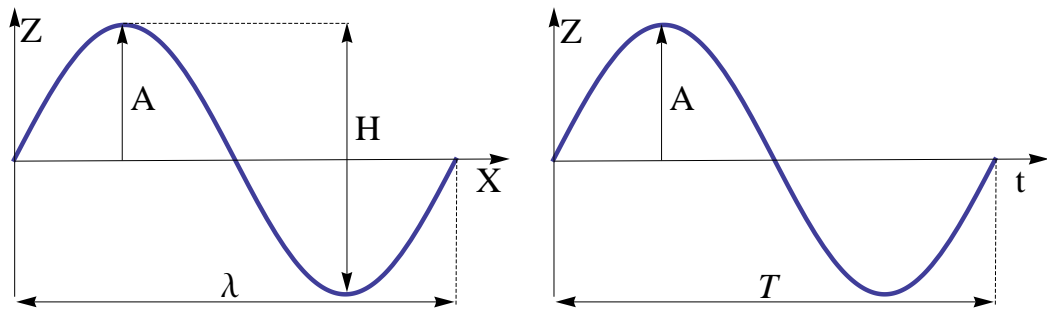
## 2.6 Modello dell'onda

In questa sezione è affrontato in prima istanza il problema di come modellare un'onda marina, e successivamente si descrive come sono state modellate le forze pressorie agenti sullo scafo e che mantengono in galleggiamento il veicolo.

### 2.6.1 Onda regolare

Con il termine onda regolare si indica un andamento armonico della superficie del fluido, figura(2.3):

$$\xi(x, t) = A \sin(kx - \omega t) \quad (2.6)$$



**Figura 2.3:** Parametri onda regolare planare

- $\zeta(x, t)$  rappresenta l'elevazione della superficie del mare;
- $\lambda$  indica il numero d'onda;
- $\omega = \frac{2\pi}{T}$  è la frequenza relativa al periodo T con dimensioni  $rad/s$ .

Una descrizione matematica dell'andamento della velocità del flusso e della pressione in un'onda regolare deriva dalla teoria del potenziale [16]. Ricordiamo che l'equazione di *Bernoulli* per un fluido incomprimibile e non viscoso è:

$$p - p_0 = -\rho g z - \rho \frac{\partial \Phi_\omega}{\partial t} - \rho (\nabla \Phi_\omega)^2 \quad (2.7)$$

In cui  $p_0$  indica la pressione atmosferica che per semplicità è considerata nulla. Si assume l'esistenza di una funzione scalare  $\Phi_\omega(t, x, y, z)$  chiamata **potenziale** per cui:

$$v = \nabla \Phi_\omega, \\ v_1 = \frac{\partial \Phi_\omega}{\partial x} \quad v_2 = \frac{\partial \Phi_\omega}{\partial y} \quad v_3 = \frac{\partial \Phi_\omega}{\partial z}$$

Dall'equazione di continuità otteniamo:

$$\nabla^2 \Phi_\omega = \frac{\partial^2 \Phi_\omega}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \Phi_\omega}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \Phi_\omega}{\partial z^2} = 0 \quad (2.8)$$

Per ottenere il potenziale d'onda, dobbiamo risolvere quest'ultima equazione con le seguenti condizioni al contorno:

1. **condizione cinematica**, impone che una particella di fluido sulla superficie debba rimanere sulla superficie. Matematicamente significa imporre che la derivata materiale  $D(z - \zeta(x, t))/Dt = 0$ . Espandendo con Taylor e prendendo il solo termine lineare la condizione diventa:

$$\frac{\partial \zeta}{\partial t} = \frac{\partial \Phi_\omega}{\partial z} \quad \text{per } z = 0$$

2. **condizione dinamica**, impone che la pressione dell'acqua e quella atmosferica sulla superficie siano uguali. Matematicamente significa che il termine lineare nell'equazione (2.7) sia:

$$g\zeta + \frac{\partial \Phi_\omega}{\partial t} = 0 \quad \text{per } z = 0$$

3. **condizione al fondale**, impone che non vi sia alcuna componente della velocità normale al fondale del mare:

$$\frac{\partial \Phi_\omega}{\partial z} = 0 \quad \text{per } z = -h$$

In cui  $h$  è la profondità.

In acque profonde ( $h > \lambda/2$ ), si fa tendere  $h \rightarrow \infty$  e la funzione scalare del potenziale d'onda diventa:

$$\Phi_\omega(t, x, z) = \frac{gA}{\omega} e^{kz} \sin(kx - \omega t) \quad (2.9)$$

Dove:

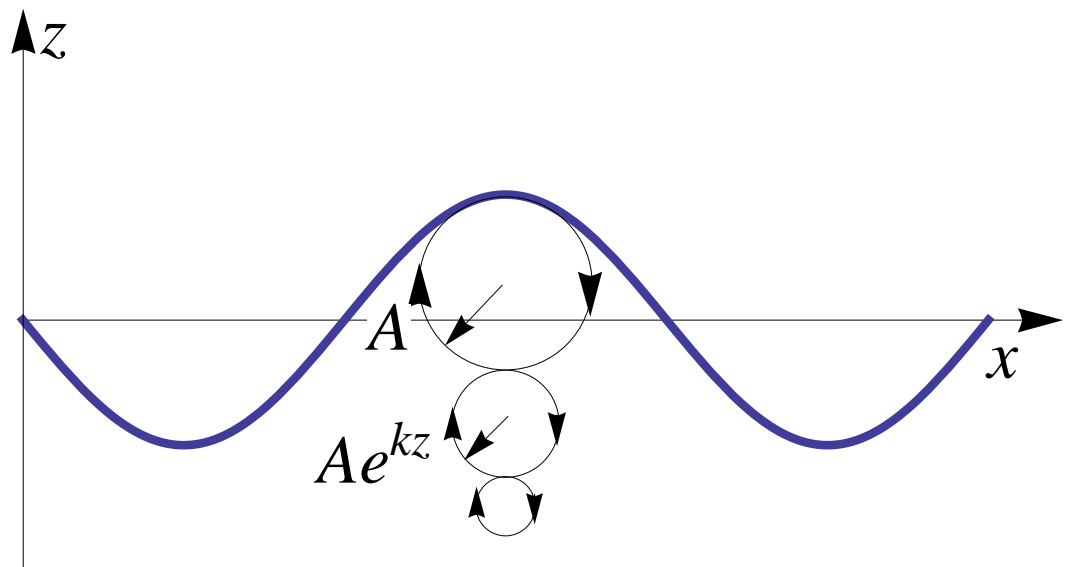
- $k = \frac{\omega^2}{g}$ ;
- $\lambda = \frac{g}{2\pi} T$

Dall'equazione (2.9) è possibile ricavare le componenti della velocità ( $v, u$ ) lungo gli assi  $x$  e  $z$ :

$$\begin{aligned} v &= \frac{\partial \Phi}{\partial x} = \omega A e^{kz} \cos(kx - \omega t) \\ u &= \frac{\partial \Phi}{\partial z} = \omega A e^{kz} \sin(kx - \omega t) \end{aligned}$$

**Osservazione:** come mostrato in figura(2.4), il potenziale d'onda diminuisce esponenzialmente con l'aumentare della profondità, e di conseguenza anche la velocità del fluido diminuisce. In figura(2.6) è mostrata l'intera distribuzione del campo di velocità del fluido per un'onda regolare.

**Encounter frequency:** quando un'imbarcazione si trova a velocità nulla, la frequenza con cui le onde eccitano lo scafo e la frequenza d'onda coincidono, mentre quando l'imbarcazione è in movimento, la frequenza vista dall'imbarcazione risulta diversa dalla frequenza d'onda. La frequenza vista dalla scafo è detta *encounter frequency* o frequenza



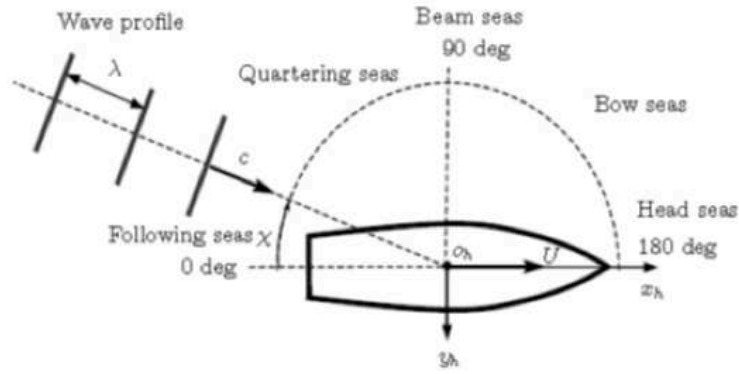
**Figura 2.4:** Potenziale d'onda

d'incontro [16]:

$$\omega_e = \omega - \frac{\omega^2 U}{g} \cos(\chi) \quad (2.10)$$

La frequenza d'incontro dipende non solo dalla velocità  $U$ , ma anche dalla direzione di propagazione dell'onda rispetto allo scafo  $\chi$  figura(2.5).

Il modello matematico implementato è bidimensionale, perciò nelle successive simula-



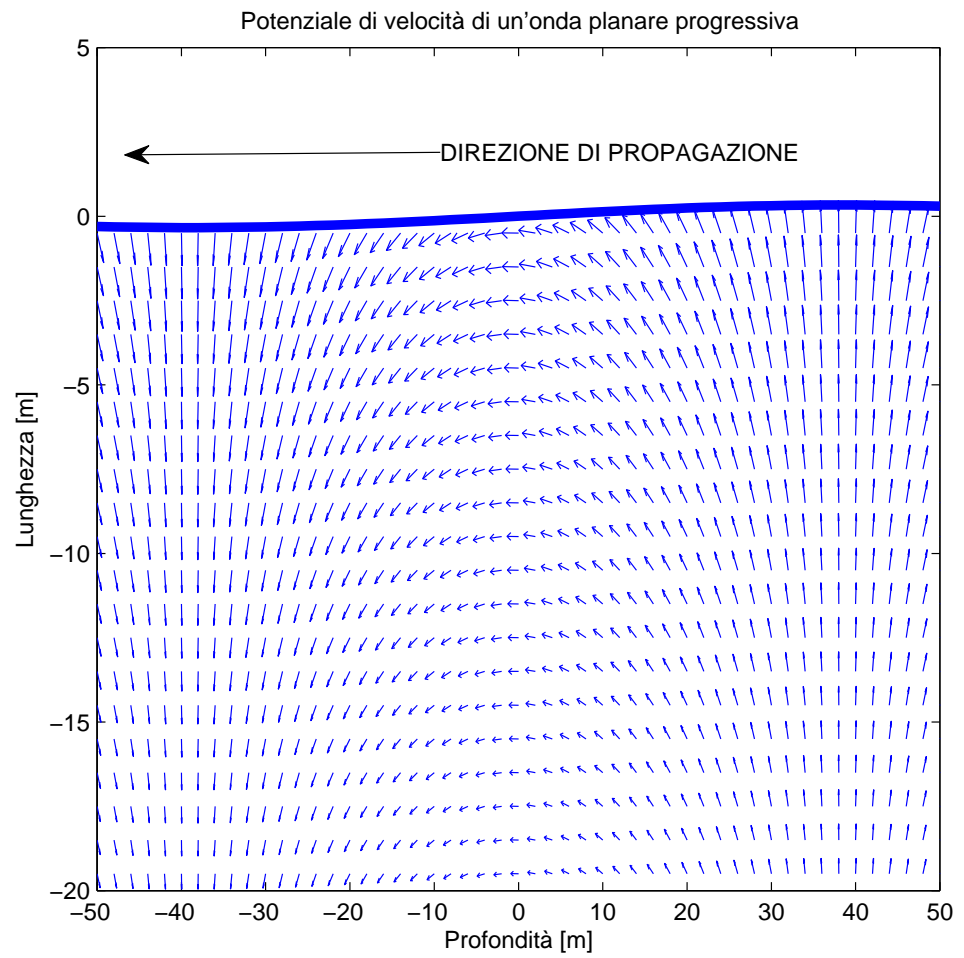
**Figura 2.5:** Encounter frequency

zioni si considerano soltanto onde perfettamente incidenti  $\chi = 0$ .

Questa approssimazione non comporta grossi errori in una simulazione su lunghi periodi, considerando che un'imbarcazione lasciata senza controllo in balia delle onde tende ad allineare il suo asse principale d'inerzia lungo la direzione di propagazione delle onde.

La descrizione dell'onda appena presentata fa parte della teoria delle onde lineari di primo ordine e viene spesso utilizzata per risolvere problemi di autopilota e stabilizzazione delle ali.

Un altro metodo per descrivere le onde è basato su un approccio stocastico e viene utilizzato anche nella teoria delle strisce per stimare i parametri idrodinamici del veicolo.



**Figura 2.6:** Distribuzione del campo di velocità

### 2.6.2 Spettro d'onda

Le onde del mare sono irregolari sia nel tempo che nello spazio, quindi una descrizione stocastica del fenomeno risulta più accurata. L'ipotesi di partenza è che le variazioni stocastiche della condizione del mare siano molto più lente della variazione dell'altezza della superficie  $\zeta(x, y, t)$ .

L'elevazione delle onde è quindi considerata come un processo **gaussiano a media nulla**<sup>2</sup>. Un processo gaussiano è completamente caratterizzato dal suo *Power Spectral Density* (PSD)  $S_{\zeta\zeta}(\omega)$ , che descrive come l'energia dell'altezza delle onde sia distribuita sul dominio della frequenza. Sotto queste ipotesi è possibile definire:

$$E[\zeta(t)] = 0$$

$$E[\zeta(t)^2] = \int_0^\infty S_{\zeta\zeta}(\omega) d\omega$$

Il moto di *heave* dipende dall'altezza delle onde, mentre per i moti di *pitch* e *roll* serve conoscere la pendenza delle onde, perciò si definisce il *wave slope spectrum* che nel caso di un'onda regolare (2.6) diventa:

$$\zeta'(t) = \frac{\partial \zeta(t)}{\partial x} = kA \sin(\omega t - kx)$$

$$S'_{\zeta\zeta}(\omega) = k^2 S_{\zeta\zeta}(\omega)$$

Se si ipotizza che le onde si propaghino in un'unica direzione, allora lo spettro dipenderà unicamente dalla frequenza e sarà possibile definire i momenti principali dello spettro come:

$$m_\zeta^n = \int_0^\infty \omega^n S_{\zeta\zeta}(\omega) d\omega$$

Inoltre si definiscono le seguenti quantità statistiche del periodo d'onda:

- *Periodo medio d'onda*

$$T_1 = 2\pi \frac{m_\zeta^0}{m_\zeta^1}$$

---

<sup>2</sup>In acque profonde l'ipotesi di processo gaussiano a media nulla rimane valida anche per lunghi periodi.



- *Periodo d'onda zero crossing*

$$T_z = 2\pi \sqrt{\frac{m_{\xi}^0}{m_{\xi}^2}}$$

- *Periodo medio tra risposte massime (creste)*

$$T_c = 2\pi \sqrt{\frac{m_{\xi}^2}{m_{\xi}^4}}$$

Lo stato del mare è definito in base all'altezza significativa media (la media delle altezze più grandi di un terzo [16])

$$H_{1/3} = \bar{\xi} = 4\sqrt{m_{\xi}^0} \quad (2.11)$$

### 2.6.3 Spettri d'onda caratteristici

Le misure sulle onde vengono raccolte tramite boe poste in mare e in seguito i dati statistici vengono elaborati per determinare gli spettri d'onda utilizzando tecniche di stima spettrale. Nelle elaborazioni si cerca di isolare le onde lungo un'unica direzione principale del vento: in questo modo le misure si riferiscono ad onde parallele e separate. Esistono diversi tipi di spettri d'onda: uno tra i più comunemente utilizzati è il *Bretschneider* ad un solo parametro: l'altezza d'onda,  $H_{1/3}$  (tabella(2.2)) con il quale è definito lo stato del mare. Le condizioni che più si avvicinano alle onde del mar Mediterraneo  $\xi = 0.4[m]$  sono quelle rappresentate dallo stato del mare 1, di cui è riportato lo spettro in figura(2.7):

$$S_{\xi}(\omega) = \frac{A}{\omega^5} \exp\left(-\frac{B}{\omega^4}\right)$$

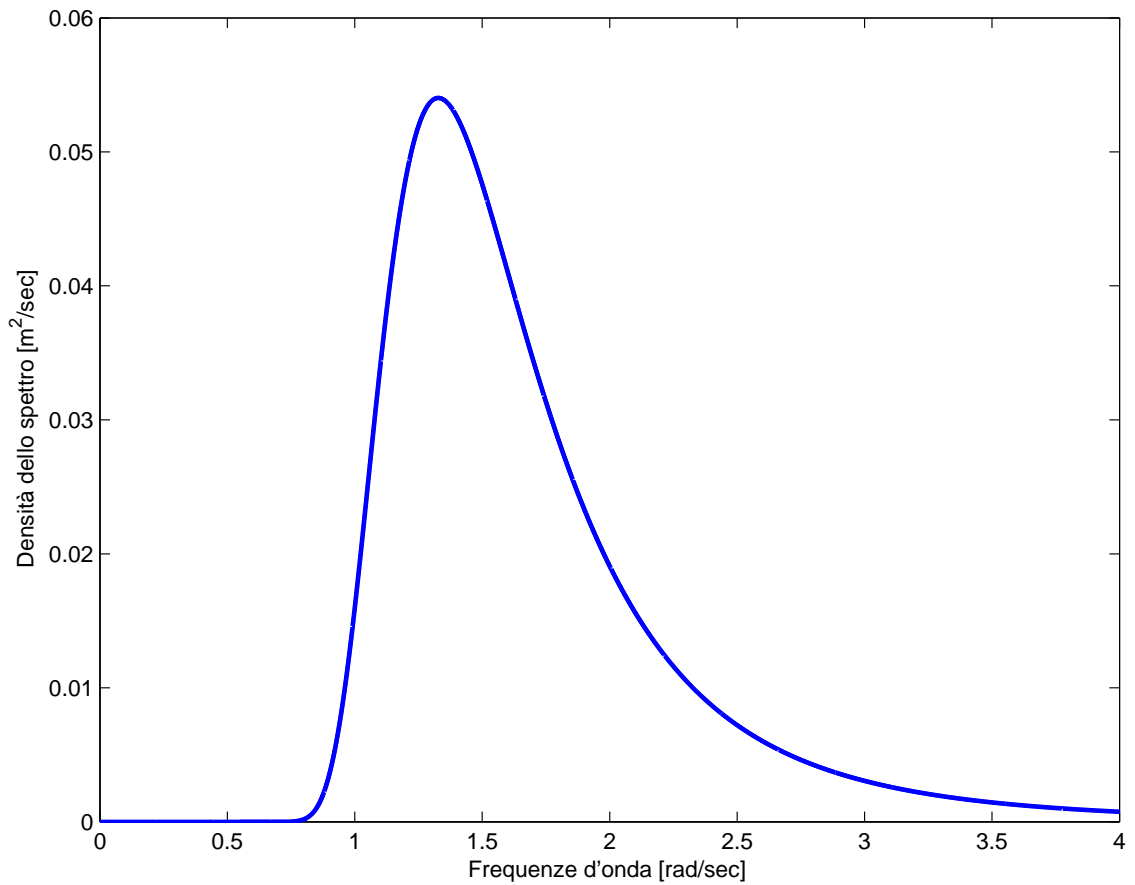
Dove A è detta costante di Philip  $A = 8.11 \times 10^{-3}g^2$  e  $B = \frac{3.11}{H_{1/3}^2}$

### 2.6.4 Forze agenti sullo scafo

Durante la fase di ricarica, si suppone che il robot non utilizzi alcun tipo di propulsione attiva e che quindi lo scafo rimanga in galleggiamento sulla superficie sotto l'azione

Stato del mare	$H_{1/3}$ [m]	$\zeta$ [m]	Descrizione
0	0	0	Calm(glassy)
1	0.8944	0.3354	Calm(rippled)
2	2.1909	0.8216	Smooth(wavelets)
3	3.7417	1.4031	Slight
4	5.4772	2.0540	Moderate
5	7.2111	2.7042	Rough
6	8.9443	3.3541	Very Rough
7	10.9545	4.1079	High
8	13.5647	5.0867	Very High
9	15.4506	5.7940	Phenomenal

**Tabella 2.2:** Classificazione del mare secondo spettro ad un parametro di *Bretschneider*



**Figura 2.7:** Spettro *Bretschneider 1 parametro* - *Calm(rippled)*

delle sole forze pressorie dovute all'onda planare incidente di equazione (2.6). L'interazione onda-scafo è stata approssimata come un sistema massa-molla-smorzatore, per cui il baricentro dello scafo insegue la componente lungo  $z$  del profilo dell'onda, mentre l'angolo di beccheggio  $q_3$  insegue la pendenza dell'onda. Le coppie  $\tau_{wave}$  agenti sui giunti  $p_d$  e  $q_3$  vengono modellate come un classico controllo PD nel quale si minimizzano:

- l'errore lungo  $z$ :

$$e_z = A \sin(kx - \omega t) - (p_d - p_{m_1} \sin(q_3))$$

- l'errore di beccheggio:

$$e_{q_3} = \text{atan} \left( \frac{\partial A \sin(kx - \omega t)}{\partial x} \right) - q_3$$

In forma matriciale le coppie sono:

$$\tau_{wave} = \begin{pmatrix} K_{p_z} & \\ & K_{p_q} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} e_z \\ e_{q_3} \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} K_{p_{dz}} & \\ & K_{p_{dq}} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \dot{e}_z \\ \dot{e}_{q_3} \end{pmatrix}$$

In forma compatta:

$$\tau_{wave} = K_p e + K_{pd} \dot{e}$$

Le coppie  $\tau_{wave}$  agiscono solo sui primi due giunti, quindi avranno dimensioni  $(5 \times 1)$  con le ultime tre componenti nulle. Le matrici diagonali di controllo  $K_p$  e  $K_{pd}$  devono essere identificate a seconda del tipo d'onda incidente che eccita lo scafo.

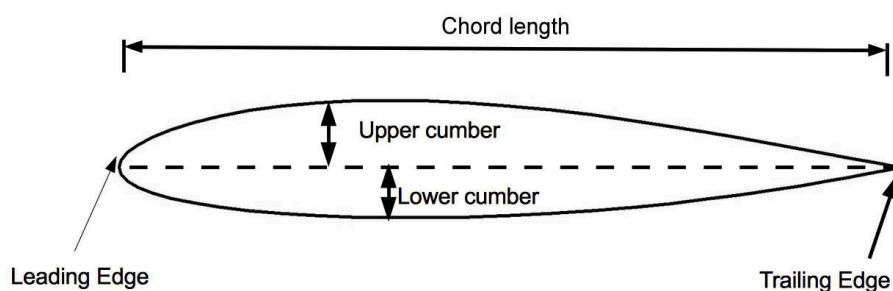
## 2.7 Forze agenti sull'ala

Un'ala immersa in un fluido in movimento è soggetta ad una forza causata dalla differenza di pressione lungo la sua superficie:

$$F = L + D = \oint_{\partial\Omega} p \mathbf{n} d\Omega$$

In cui  $p$  è la pressione,  $\mathbf{n}$  è il versore normale alla superficie e  $\partial\Omega$  è la superficie d'integrazione. La forza risultante ha due componenti: la prima, *drag*  $D$ , detta di resistenza, è sempre parallela al flusso che investe l'ala; la seconda, *lift*  $L$ , detta di portanza, è ortogonale al *drag*.

Il delta pressorio lungo la superficie dell'ala è una diretta conseguenza della diversa velocità con cui il fluido scorre intorno all'ala e dipende principalmente dalla geometria del corpo o da quello che viene definito profilo alare. In figura(2.8) sono indicate alcune grandezze geometriche che caratterizzano un'ala.



**Figura 2.8:** Grandezze geometriche caratteristiche di un profilo alare

Sotto l'ipotesi di fluido incompressibile non viscoso e flusso laminare, è possibile legare la velocità del flusso lungo il profilo alare alla differenza di pressione.

La pressione aumenta nelle zone in cui la velocità è minore e viceversa.

L'ipotesi di flusso laminare rimane valida in una regione prossima alla superficie dell'ala detta strato limite. Forma e dimensione dello strato limite dipendono dal profilo alare e dall'angolo con cui il flusso investe l'ala, detto **angolo d'attacco**. La forza di portanza si genera solo per alcuni intervalli stretti di angolo d'attacco; all'esterno di questo intervallo accade un fenomeno detto distacco dello strato limite, in conseguenza del quale il moto

da laminare diventa turbolento e l'ala va in condizioni di stallo e perde portanza. Per moti lenti (numero di *Reynolds* basso), la perdita di portanza è molto più accentuata rispetto a moti veloci (numero di *Reynolds* alto).

Per il calcolo della forza di portanza si usa la teoria della circolazione, che si basa sul teorema di *Helmholtz* di conservazione della vorticità e sul teorema di *Kutta-Zukovskij* [17]; secondo tale teoria è possibile calcolare la velocità del fluido lungo un circuito chiuso che racchiude un corpo.

**Def. Circolazione:** La circolazione è l'integrale della velocità di un fluido lungo un circuito chiuso  $C$  che racchiude un corpo:

$$\Gamma = \oint_C V dl$$

La forza di portanza che si genera dipende dalla circolazione, dal volume del corpo investito dal fluido e dalla densità del fluido stesso:

$$L = -\rho V \Gamma \quad (2.12)$$

La teoria della circolazione tiene conto inoltre degli effetti vorticosi che si formano soprattutto al bordo d'uscita dell'ala *trailing edge*.

Le condizioni di lavoro del robot sono:

- moto relativo tra flusso e ala molto lento;
- Acqua del mare considerata come un fluido incompressibile e non viscoso.

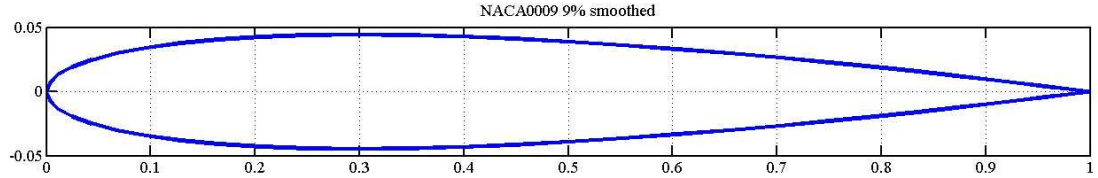
Perciò è possibile utilizzare la seguente approssimazione della forza di *lift* e *drag* [17]:

$$L = \frac{1}{2} \rho S V^2 c_l \quad (2.13)$$

$$D = \frac{1}{2} \rho S V^2 c_d \quad (2.14)$$

*lift* e *drag* dipendono, dunque, dalla velocità del fluido, dalla superficie alare e da due coefficienti specifici per il profilo alare adottato  $c_l$  e  $c_d$ . I coefficienti di *lift* e di *drag* non sono costanti ma dipendono dall'angolo d'attacco definito nel seguente modo:

**Def. Angolo d'attacco:** angolo tra la corda del profilo alare e la direzione di velocità del flusso che investe l'ala. Il profilo alare scelto è il **NACA0009** mostrato in figura(2.9).



**Figura 2.9:** Profilo Naca0009

Il coefficiente di portanza  $c_l$  ha un andamento lineare per piccoli angoli d'attacco, mentre per angoli d'attacco superiori l'andamento è decisamente non lineare, come è possibile osservare in figura(2.10).

Utilizzando uno stimatore di tipo Fuzzy [18] è stata ricavata la funzione per il coefficiente di *lift* nell'intervallo di angolo d'attacco  $[-15,15]$  [deg] a bassi numeri di *Reynolds*. L'andamento di tale funzione è mostrato in figura(2.11). Il coefficiente di *drag* per lo stesso intervallo di angoli d'attacco è formato da due componenti, uno costante ed un altro che dipende dal coefficiente di *lift*:

$$c_{d_0} = 0.009$$

$$c_{d_t} = 1.4274 \times 10^{-4} c_l^2$$

$$c_d = c_{d_0} + c_{d_t}$$

All'esterno dell'intervallo  $[-15,15]$ , la superficie esposta al flusso dell'acqua aumenta, offrendo quindi una maggiore resistenza. L'ala in queste condizioni può essere approssimata ad una superficie sottile e piatta il cui coefficiente di *drag* dipende dall'*Aspect Ratio* (AR), e cioè dal rapporto tra l'apertura alare e la lunghezza della corda del profilo

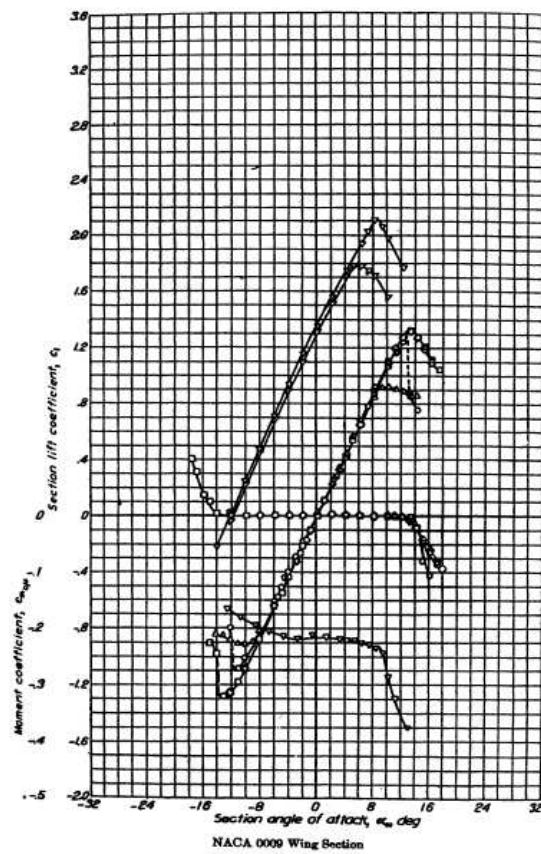
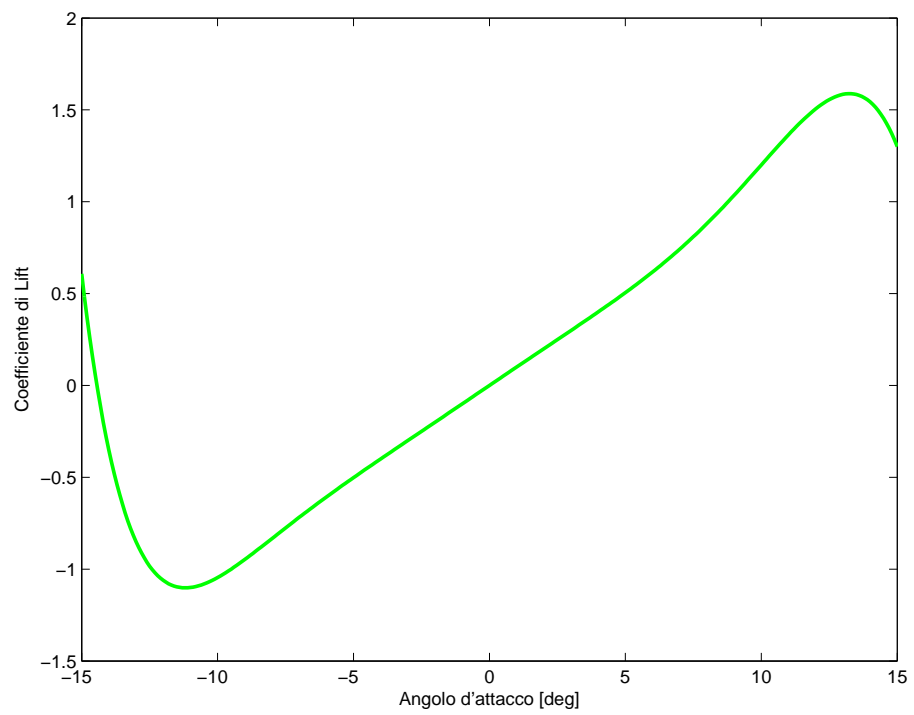


Figura 2.10



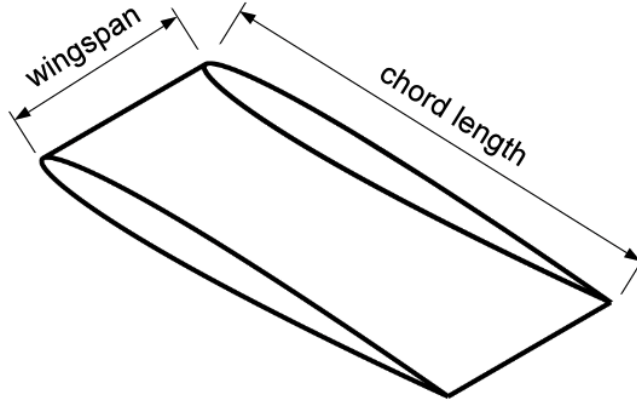
**Figura 2.11:** Approssimazione coefficiente di lift per il profilo Naca0009



figura(2.12). In particolare [19]:

$$AR \approx 1 \rightarrow c_d = 1.1$$

$$AR \gg 1 \rightarrow c_d \approx 2$$



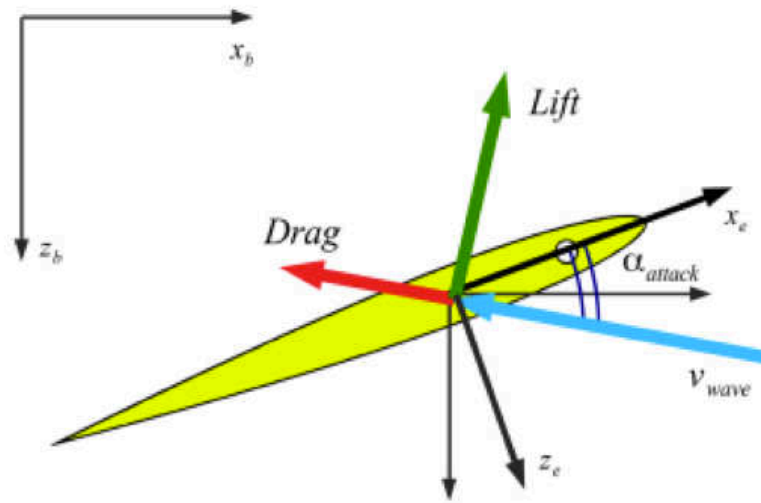
**Figura 2.12**

Nel modello presentato, l'angolo di attacco è calcolato in modo sistematico come la differenza tra l'angolo di orientazione del vettore velocità del fluido nel sistema di riferimento base, e l'angolo di orientazione dell'ala sempre nel frame base, come mostrato in figura(2.13).

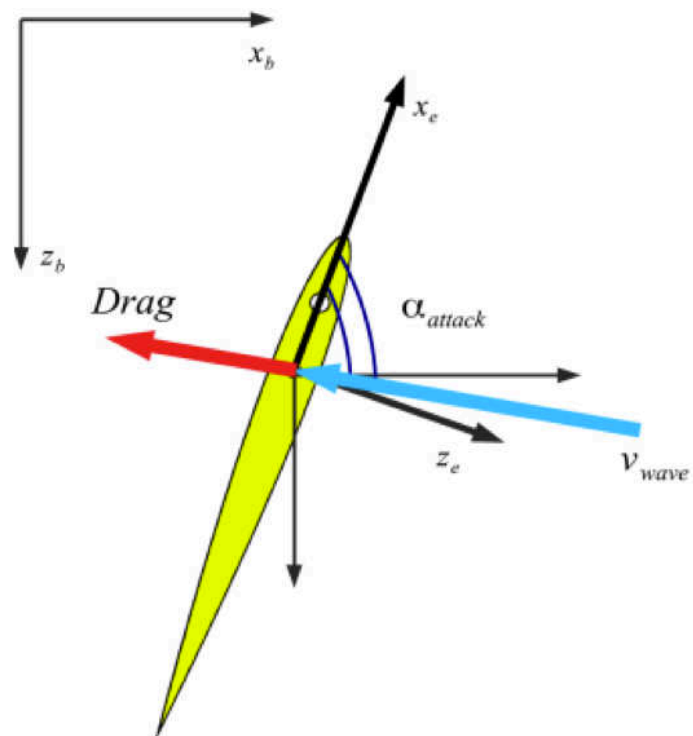
Le forze di *lift* e *drag* sono applicate nel centro aerodinamico dell'ala; si approssima che tale centro sia costantemente ubicato a circa un quarto della lunghezza della corda a partire dal bordo d'attacco.

La forza risultante applicata all'ala nel sistema di riferimento base è calcolata nel seguente modo:

$$f_{wing}^b = R_y(\alpha_{attack})[F_{drag}, 0, F_{lift}]^T$$



(a)



**Figura 2.13:** Forze di lift e drag agenti sul centro aerodinamico dell'ala

Perciò le coppie ai giunti generate dalla forza idrodinamica dell'ala sono calcolate utilizzando la dualità cinetostatica nel seguente modo:

$$\tau_{wing} = J^T f_{wing} \quad (2.15)$$

## 2.8 Analisi coppie e potenze sviluppate ai giunti

Secondo il principio di conservazione dell'energia di *Hamilton*[20], la derivata totale dell'energia cinetica bilancia la potenza generata da tutte le forze agenti ai giunti del manipolatore:

$$\frac{1}{2} \frac{d}{dt} (\dot{q}^T B(q) \dot{q}) = \dot{q}^T (\tau_{wave} + J^T f_{wing} + \tau_{control} - D(q, \dot{q}) \dot{q} - G(q)) \quad (2.16)$$

Eseguendo la derivata al primo membro della (2.16) si ottiene:

$$\frac{1}{2} \dot{q}^T \dot{B}(q) \dot{q} + \dot{q}^T B(q) \ddot{q}$$

mentre dalla (2.4) otteniamo:

$$B(q) \ddot{q} = \tau_{wave} + J^T f_{wing} + \tau_{control} - C(q, \dot{q}) \dot{q} - D(q, \dot{q}) \dot{q} - G(q)$$

Sostituendo quindi  $B(q) \ddot{q}$  nella derivata appena calcolata otteniamo:

$$\begin{aligned} \frac{1}{2} \frac{d}{dt} (\dot{q}^T B(q) \dot{q}) &= \frac{1}{2} \dot{q}^T (\dot{B}(q) - 2C(q, \dot{q})) \dot{q} \\ &\quad + \dot{q}^T (\tau_{wing} + \tau_{wave} + \tau_{control} - D(q, \dot{q}) \dot{q} - G(q)) \end{aligned}$$

In generale, la scelta della matrice  $C$  non è univoca; tuttavia dal principio di *Hamilton* ricaviamo che il termine:

$$\dot{q}^T N(q, \dot{q}) \dot{q} = \dot{q}^T (\dot{B}(q) - 2C(q, \dot{q})) \dot{q} = 0 \quad (2.17)$$

Deve essere nullo indipendentemente dalla scelta della matrice  $C$ .

Nel modello sviluppato, la matrice  $C$  è stata calcolata utilizzando i simboli di *Christoffel* in cui ogni elemento della matrice è:

$$c_{ijk} = \sum_{k=1}^n = c_{ijk} \dot{q}_k$$

In cui i coefficienti:

$$c_{ijk} = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial b_{ij}}{\partial q_k} + \frac{\partial b_{ik}}{\partial q_j} - \frac{\partial b_{jk}}{\partial q_i} \right)$$

Dalla simmetria di  $B$  risulta che:

$$c_{ijk} = c_{ikj}$$

Tale scelta della matrice  $C$  consente di ottenere una matrice  $N(q, \dot{q}) = (\dot{B} - 2C)$  antisimmetrica, cioè dato un vettore qualunque  $w$  di dimensioni  $(n \times 1)$  vale la relazione:

$$w^T N(q, \dot{q}) w = 0 \quad (2.18)$$

Ponendo  $w = \dot{q}$  ritroviamo la condizione espressa nella equazione (2.17).

Le coppie che compiono lavoro e che quindi devono essere studiate per progettare il sistema di recupero energetico sono:

$$\tau_e = \tau_{wave} + \tau_{control} + \tau_{wing} - D(q, \dot{q})\dot{q} - G(q) \quad (2.19)$$

L'espressione della potenza meccanica istantanea sui singoli giunti del robot  $P_i(t)$  [W] è quindi calcolata come il prodotto della coppia agente sul giunto  $\tau_{e_i}(t)$  [N][m] per la velocità  $\dot{q}_i(t)$ [rad]/[s]:

$$P_i = \tau_{e_i} \dot{q}_i \quad \text{con: } i = 1, \dots, 5 \quad (2.20)$$

## Capitolo 3

# Azionamento Brushless

L'elevata dinamica degli azionamenti brushless permette il loro utilizzo in diversi campi di applicazione, quali l'automazione industriale, la robotica, macchine utensili, veicoli a propulsione elettrica...

Il rotore, infatti, è progettato per avere bassa inerzia<sup>1</sup> e quindi aumentare il range dinamico della macchina. Gli azionamenti brushless, a fronte di un maggior costo del sistema di controllo, presentano numerosi vantaggi rispetto agli azionamenti in corrente continua:

- minore manutenzione e limitazioni ambientali;
- elevata densità di potenza e quindi minori pesi e volumi;
- sono in grado di fornire coppia a velocità nulla, a differenza dei motori in corrente continua in cui il passaggio di correnti elevate per un periodo prolungato di tempo nelle lamelle del commutatore comporta il rapido deterioramento;
- perdite rotoriche praticamente nulle e quindi maggiore rendimento;

---

<sup>1</sup>In alcuni casi la struttura è alleggerita praticando fori

- l'asportazione del calore risulta più agevole in quanto gli avvolgimenti disposti sullo statore e quindi più vicini alla superficie esterna del motore consentono una diretta dissipazione nell'ambiente del calore;
- non sono presenti spazzole e contatti striscianti e quindi la macchina ha una vita più lunga ed è meno rumorosa.

Rispetto agli azionamenti asincroni, gli azionamenti brushless presentano i seguenti vantaggi:

- maggiori rapporti potenza/peso e potenza/volume;
- minore inerzia;
- maggiore rendimento;
- non richiedono una sorgente magnetizzante per l'eccitazione;
- richiedono convertitori statici di minore potenza nominale a parità di coppia all'asse.

Di seguito viene esposta la struttura del motore ed il suo funzionamento.

### 3.1 Struttura e modello del motore

Il motore brushless è un motore sincrono trifase a magneti permanenti i cui avvolgimenti statorici, generalmente connessi a stella, sono alimentati da un inverter. Sullo statore è disposto un avvolgimento polifase simmetrico di indotto, un sistema trifase con fasi  $a, b, c$  e assi magnetici  $\mathcal{R}_{a,b,c}$  sfasati spazialmente di  $2\pi/3$  come mostrato in figura(3.1). Nel rotore sono disposti in genere da 2 a 8 paia di poli, costituiti da magneti permanenti, figura(3.2).

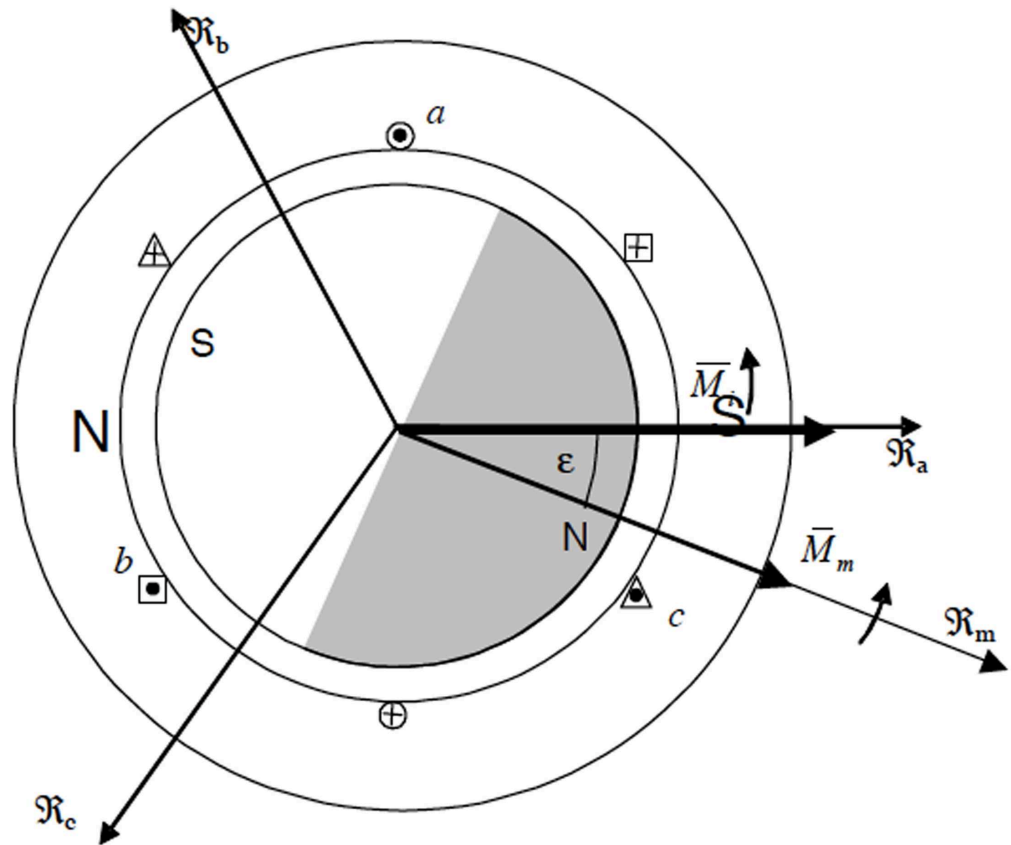


Figura 3.1: Schema motore brushless

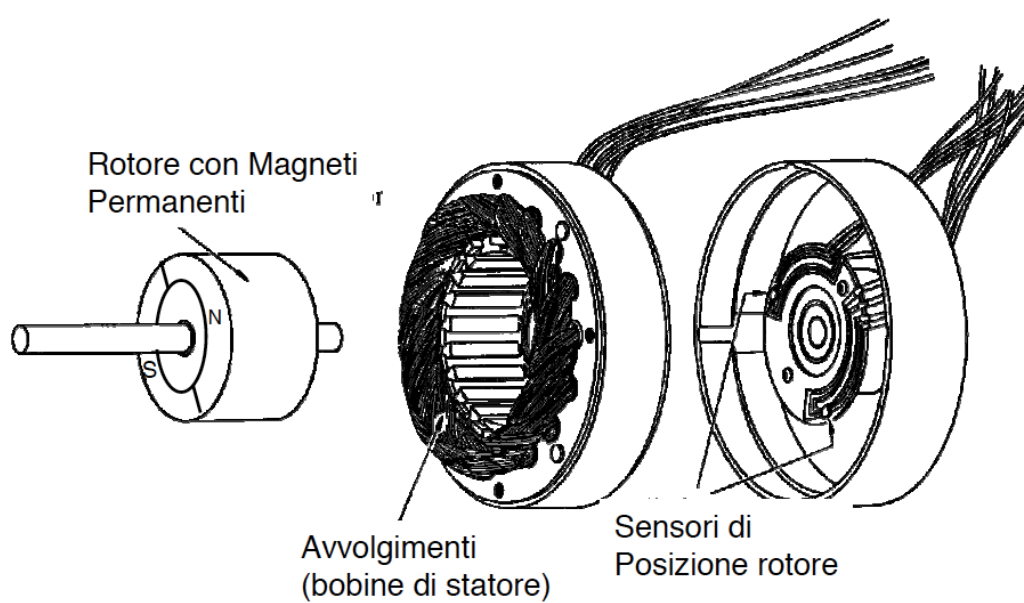


Figura 3.2



La struttura magnetica del rotore isotropa, con magneti disposti sulla superficie cilindrica del rotore, figura(3.3), è più comune di quella anisotropa con magneti annegati all'interno del rotore.

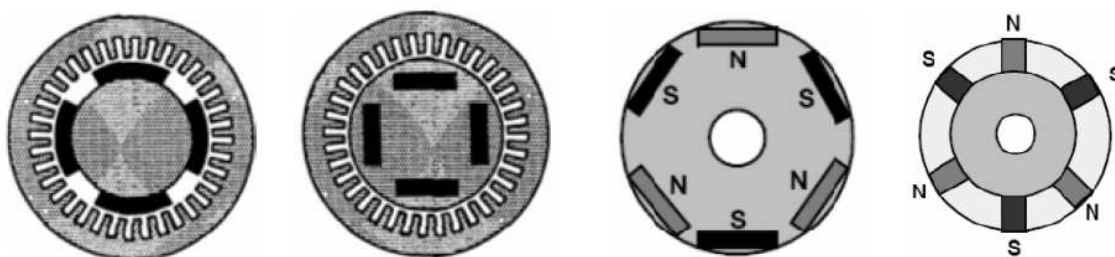


Figura 3.3

I motori brushless possono essere classificati in base alla direzione del flusso in:

1. macchine con flusso radiale, le più comuni, in cui il flusso si sviluppa lungo il raggio della macchina;
2. macchine con flusso assiale, in cui il flusso si sviluppa parallelamente all'albero del rotore.

Un'ulteriore distinzione è:

1. PMSM (*Permanent Magnet Synchronous Motor*) o a eccitazione sinusoidale;
2. BLDM (*Brushless DC Motor*) o a eccitazione trapezoidale, questi ultimi tuttavia non più utilizzati.

Schematicamente la macchina è quindi costituita da due elettromagneti elementari, con l'avvolgimento trifase sullo statore che genera un campo magnetico statorico e interagisce con il campo dovuto ai magneti permanenti del rotore. I due campi magnetici ruotano sincroni, in particolare il campo magnetico prodotto dalle correnti statoriche è

reso ruotante grazie all'azione dell'inverter. Il flusso concatenato totale con gli avvolgimenti di statore è la somma dei contributi dovuti ai due campi.

Il modello matematico di un PMSM non differisce molto da quello di un motore sincrono con rotore avvolto, anche perché non c'è differenza tra la f.c.e.m. prodotta da un magnete permanente e quella prodotta eccitando una bobina.

Per derivare il modello si fanno le seguenti ipotesi di lavoro:

- la f.c.e.m. è sinusoidale;
- le perdite per effetto delle correnti parassite ed isteresi sono trascurabili.

Le tensioni nell'avvolgimento trifase che tengono conto del flusso concatenato sono:

$$\begin{cases} v_a = R_a i_a + \frac{d\Psi_a}{dt} \\ v_b = R_b i_b + \frac{d\Psi_b}{dt} \\ v_c = R_c i_c + \frac{d\Psi_c}{dt} \end{cases}$$

Si utilizza un sistema di riferimento bifase ad assi fissi rispetto allo statore  $\alpha, \beta$  ed un sistema di riferimento ruotante con assi  $d, q$ , in cui  $d$  coincide con il vettore rappresentativo del flusso rotorico, figura(3.4). Di seguito indichiamo con apice<sup>s</sup> le grandezze riferite al sistema  $\alpha, \beta$ , mentre le grandezze senza apice sono riferite al sistema di riferimento  $d, q$ .

$$\bar{v}_s^s = \bar{v}_s e^{j\omega t}$$

$$\bar{i}_s^s = \bar{i}_s e^{j\omega t}$$

$$\bar{\Psi}_s^s = \bar{\Psi}_s e^{j\omega t}$$

$$\bar{v}_s^s = R_s \bar{i}_s^s + \frac{d\bar{\Psi}_s^s}{dt}$$

Il fasore di flusso concatenato complessivo è quindi:

$$\bar{\Psi}_s e^{j\omega t} = L_s \bar{i}_s e^{j\omega t} + \bar{\Psi}_m e^{j\omega t}$$

L'espressione della f.e.m. complessiva si ottiene derivando rispetto al tempo:

$$\frac{d\bar{\Psi}_s e^{j\omega t}}{dt} = L_s \dot{\bar{i}}_s e^{j\omega t} + j\omega L_s \bar{i}_s e^{j\omega t} + j\omega \bar{\Psi}_m e^{j\omega t} \quad (3.1)$$

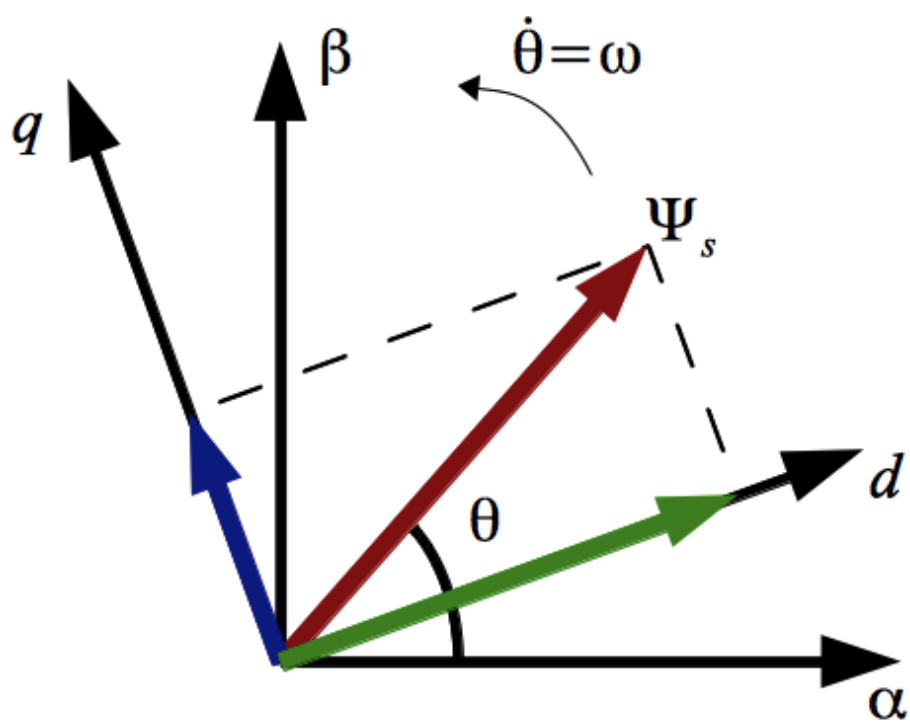


Figura 3.4

Aggiungendo anche il contributo dovuto alla caduta di tensione resistiva si ottiene la seguente equazione:

$$\bar{v}_s e^{j\omega t} = (R_s \bar{i}_s + L_s \dot{\bar{i}}_s + j\omega L_s \bar{i}_s + j\omega \bar{\Psi}_m) e^{j\omega t}$$

Le equazioni elettriche complessive in cui i fasori sono riferiti al sistema di assi rotanti sono:

$$\begin{cases} \bar{v}_s = R_s \bar{i}_s + L_s \dot{\bar{i}}_s + j\omega L_s \bar{i}_s + j\omega \bar{\Psi}_m \\ \bar{\Psi}_s = L_s \bar{i}_s + \bar{\Psi}_m \end{cases} \quad (3.2)$$

Separando il flusso nelle componenti  $d, q$ :

$$\begin{cases} \Psi_{sq} = L_s i_{sq} \\ \Psi_{sd} = L_s i_{sd} + \Psi_m \end{cases}$$

Le equazioni scalari secondo le componenti  $d, q$  sono:

$$\begin{aligned} \bar{\Psi}_s &= \Psi_{sd} + j\Psi_{sq} \\ \bar{i}_s &= \Psi_{sd} + j i_{sq} \end{aligned}$$

Sostituendo otteniamo le equazioni scalari:

$$\begin{cases} v_{sd} = R_s i_{sd} + L_s \dot{i}_{sd} - \omega L_s i_{sq} \\ v_{sq} = R_s i_{sq} + L_s \dot{i}_{sq} + \omega (L_s i_{sd} + \Psi_m) \end{cases} \quad (3.3)$$

L'equilibrio meccanico all'albero del motore è:

$$J\dot{\omega} = C_m - C_r$$

In cui  $C_m$  è la coppia motrice che può essere calcolata effettuando un bilancio energetico. La potenza entrante nel motore è data dal prodotto scalare tra il fasore di tensione e corrente:

$$W = \bar{v}_s \times \bar{i}_s = v_{sd} i_{sd} + v_{sq} i_{sq}$$

Sostituendo la (3.3) ricaviamo:

$$W = R_s i_{sd}^2 + L_s \dot{i}_{sd} i_{sd} - \omega L_s \dot{i}_{sq} i_{sd} + R_s i_{sq}^2 + L_s \dot{i}_{sq} i_{sq} + \omega L_s \dot{i}_{sq} i_{sd} + \omega \Psi_m \dot{i}_{sq}$$

L'espressione della potenza entrante nel motore ha quindi la seguente struttura:

$$P = \Delta P_{joule} + \frac{dE_L}{dt} + C_m \omega$$

In cui identifichiamo:

- le perdite per effetto Joule:

$$\Delta P_{joule} = R_s i_{sd}^2 + R_s i_{sq}^2$$

- la derivata dell'energia nella  $L_s$ :

$$\frac{dE_L}{dt} = L_s \dot{i}_{sd} i_{sd} + L_s \dot{i}_{sq} i_{sq}$$

- la potenza erogata all'albero:

$$C_m \omega = \omega \Psi_m \dot{i}_{sq}$$

Per cui la coppia elettromagnetica è:

$$C_m = \Psi_m \dot{i}_{sq} \quad (3.4)$$

Nel caso in cui la macchina abbia  $n$  paia di poli, la pulsazione delle grandezze elettriche è  $n$  volte la velocità di rotazione meccanica dell'albero  $\omega_m$ :

$$\omega_m = \frac{\omega}{n}$$

E quindi l'espressione della coppia si modifica:

$$C_m = n \Psi_m \dot{i}_{sq}$$

Quindi:

- regolando le pulsazioni delle correnti si modifica la velocità;

- la rotazione si modifica cambiando il senso ciclico delle correnti, ad esempio imponendo che la corrente nella fase b sia in anticipo su quella nella fase c ed in ritardo rispetto a quella in a;
- il modulo della coppia si regola agendo sulla corrente di indotto.

Lo schema elettrico equivalente è mostrato in figura(3.5). Osserviamo che la macchina è rappresentata come due macchine in corrente continua. La corrente  $i_d$  non produce coppia<sup>2</sup> e viene mantenuta a zero.

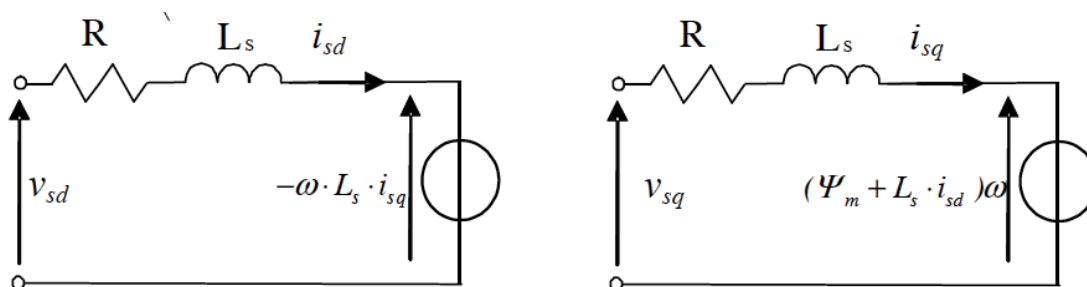


Figura 3.5

### 3.2 Tecniche di controllo

Per il controllo dei motori brushless si possono utilizzare le seguenti strategie di controllo:

- trapezoidale;
- sinusoidale;
- sensorless.

Il controllo trapezoidale è stato il primo ad essere utilizzato ed è anche il più semplice. In questo tipo di azionamento, l'inverter alimenta solo due fasi per volta, con correnti che

<sup>2</sup>La corrente  $i_d$  è utilizzata per deflussare la macchina

hanno un andamento idealmente rettangolare e tensioni di forma trapezoidale.

La corrente in ciascuna fase sarà positiva per un sesto di periodo, negativa per un altro sesto e nulla per il restante sesto di periodo, perciò per ogni istante avremo una corrente positiva, una negativa ed una nulla.

Il vettore rappresentativo del campo magnetico statorico non può ruotare con continuità ma può assumere solo  $6p$  ( $p$ = paia di poli) posizioni spaziali. Uno dei principali svantaggi di questo tipo di azionamento è che si genera una coppia oscillante, dovuta al fatto che:

1. non è possibile ottenere f.c.e.m. perfettamente trapezoidali e quindi vi sarà un abbassamento di coppia negli intervalli di commutazione.
2. a causa delle induttanze del motore, le commutazioni tra le fasi non sono istantanee e quindi l'andamento della corrente non può essere rettangolare; di conseguenza durante una commutazione sono attive tutte e tre le fasi.

### 3.2.1 Controllo sinusoidale

Il controllo trapezoidale comporta ondulazioni di coppia specialmente a basse velocità. Per evitare questo inconveniente si preferisce utilizzare una tecnica di controllo di tipo sinusoidale, più complessa e costosa ma che comporta migliore rendimento e maggiore risoluzione nei controlli di posizione.

Per questo tipo di controllo, si utilizza un inverter del tipo PWM sinusoidale a tensione impressa che alimenta contemporaneamente tutte e tre le fasi del motore, imponendo a regime una terna equilibrata di correnti ad andamento sinusoidale.

In questo tipo di controllo le fasi sono regolate in riferimento alla posizione del rotore e quindi il vettore rappresentativo del campo magnetico statorico è di ampiezza costante e sempre in quadratura rispetto a quello rotorico.

L'azionamento richiede dunque due sensori di corrente, in quanto la terza corrente è uguale all'inverso della somma delle due misurate, ed un sensore di posizione ad alta risoluzione.

Il campo magnetico statorico, diversamente dal caso trapezoidale, può assumere qualunque posizione spaziale e la coppia perciò è indipendente dall'angolo di rotazione.

La coppia sviluppata con f.c.e.m. sinusoidali è [21]:

$$C = \frac{3EI\eta}{2\omega_m}$$

L'ondulazione di coppia in questo caso è dovuta alla bassa risoluzione del sensore e alla non perfetta forma sinusoidale della f.c.e.m.. Il blocco di controllo per le correnti statoriche in figura(3.6) avrà in uscita tre segnali logici  $T_a, T_b, T_c$  per pilotare i sei tasti dell'inverter, mentre in ingresso sei segnali analogici per le tre correnti di alimentazione dello statore  $i_a, i_b, i_c$ .

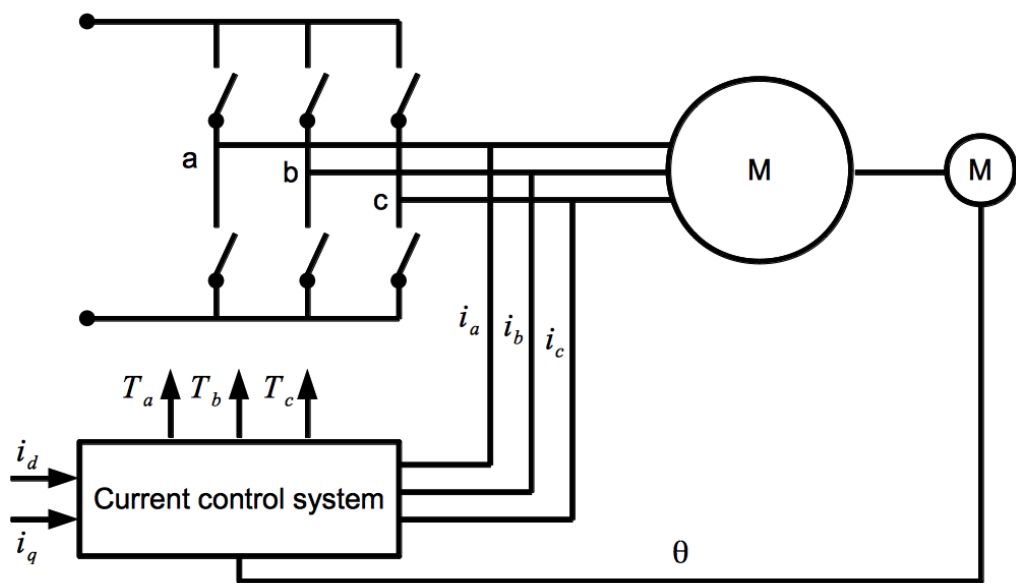


Figura 3.6



Inoltre sono necessari il segnale di riferimento di posizione del rotore  $\theta$  e le due componenti del vettore rappresentativo della corrente di riferimento statorica  $i_q, i_d$ , nel sistema di riferimento rotante  $d, q$ . Per implementare il regolatore delle correnti avremo bisogno di blocchi di conversione analogica-analogica per convertire le tre variabili trifasi in bifasi e viceversa (trasformate di Clark, Park, Clark-Park dirette ed inverse). Inoltre saranno necessari blocchi di conversione analogica-logica per ottenere i segnali di commutazione dell'inverter, comparando le tensioni di comando con un'onda triangolare ad alta frequenza ed inviando gli eventuali scarti a trigger di Shmitt ad isteresi trascurabile, o inviando gli scarti di corrente a comparatori a isteresi regolabile.

Come possiamo osservare in figura(3.7), per il controllo del motore si utilizzano i segnali di riferimento  $i_{sd}^*$  e  $i_{sq}^*$  in uscita dal controllore di velocità: per ottenere questi segnali possiamo utilizzare diverse tecniche.

Un primo metodo si basa nel mantenere l'angolo tra il flusso rotorico e statorico sempre a  $90^\circ$ , facendo sì che la coppia resti costante. Per mantenere questa condizione la componente  $i_{sd}$  deve essere mantenuta a zero. Infatti, come possiamo osservare dall'espressione della coppia [22]:

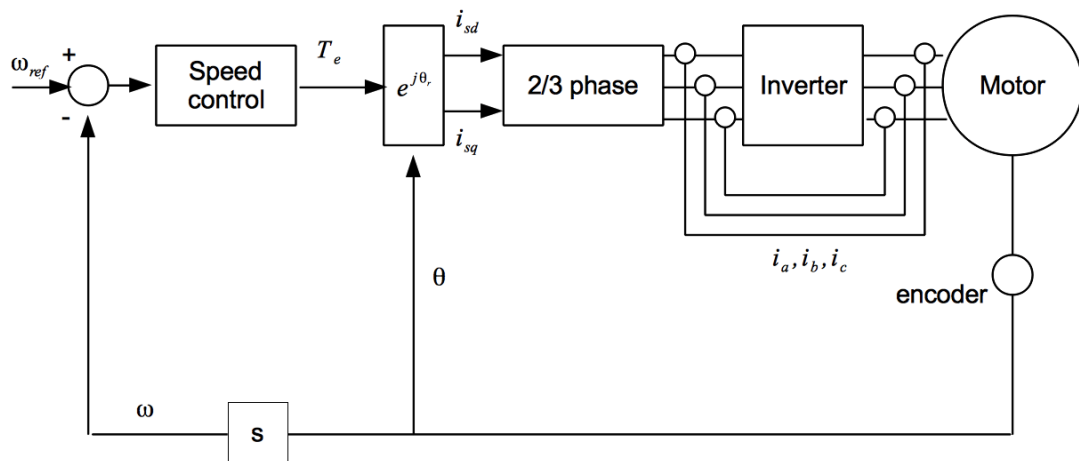
$$T_e = \frac{3}{2} \frac{P}{2} (L_m i_{rd} i_{sq} + (L_d - L_q) i_{sd} i_{sq})$$

In cui  $\Psi_m = L_m i_{rd}$  e  $L_d$  e  $L_q$  rappresentano le induttanze negli avvolgimenti nel frame  $d, q$ , se  $i_{sd} = 0$  allora  $i_{sq} = i_s$  e quindi:

$$T_e = \frac{3}{2} \frac{P}{2} (L_m i_{rd} i_s)$$

### 3.2.2 Controllo sensorless

Nei motori PMSM la f.c.e.m. deve essere idealmente sinusoidale per evitare ripple di coppia, l'inverter ha bisogno del segnale di posizione del rotore in feedback per generare



**Figura 3.7:** Schema di controllo azionamento brushless

correnti sinusoidali come mostrato nel precedente controllo figura(3.7).

Tuttavia, in alcuni tipi di applicazioni si preferisce utilizzare sistemi senza il sensore di posizione, stimando quindi la posizione del rotore. Nella tecnica di controllo sensorless, i segnali in uscita dall'inverter sono integrati al fine di calcolare il flusso statorico e la posizione del rotore dall'angolo di corrente. Il controllo è in catena aperta ed è molto sensibile alle incertezze parametriche, e quindi spesso si utilizzano dei filtri passa basso per eliminare il rumore.

Misurando voltaggio e fase della correnti è possibile stimare lo spazio vettoriale delle forze elettromotrici utilizzando la seguente equazione:

$$e_L = v_L - R_s i_L$$

Per il flusso:

$$\lambda_L = \int e_L dt$$

Mentre per l'angolo si utilizzano la parte reale ed immaginaria:

$$\theta_{\lambda L} = \tan^{-1} \left( \frac{I_m(\lambda_L)}{R_e(\lambda_L)} \right)$$

Un metodo più robusto per realizzare il controllo sensorless consiste nell'utilizzare un osservatore dello stato utilizzando un filtro di Kalman esteso per stimare posizione e velocità del rotore a partire dai segnali d'uscita dell'inverter.

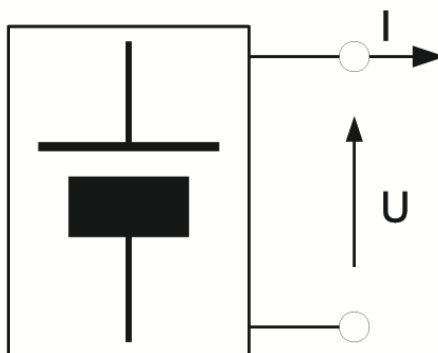
### 3.3 Sistemi di accumulo elettrochimico

Attualmente le tipologie di accumulatori elettrochimici più diffusi e largamente utilizzati sono:

- accumulatori al piombo, utilizzati largamente negli autoveicoli come fonte ausiliaria di alimentazione elettrica;

- accumulatori al nickel-idruro metallico (NiMh), una variante degli accumulatori nickel-cadmio (questi ultimi ormai non più utilizzati anche per questioni di tossicità);
- accumulatori al litio, più costosi rispetto ai sopra citati ma caratterizzati dalla più elevata energia massica;
- accumulatori sodio-nickel-cloro la cui particolarità è la temperatura interna di lavoro  $270 - 370^{\circ}\text{C}$  e l'alta energia specifica intorno ai  $90\text{-}100 \text{ Wh/Kg}$ .

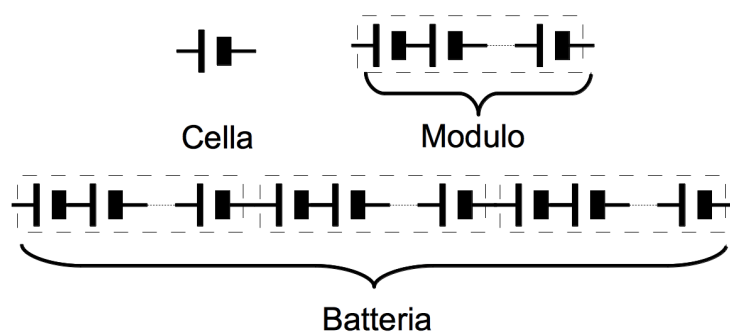
Dal punto di vista elettrico, una batteria può essere rappresentata come un bipolo (figura(3.8)) che scambia energia elettrica in corrente continua con un circuito esterno. Se la corrente entra dal polo positivo il sistema accumula energia, quando la corrente esce dal medesimo polo il sistema cede l'energia accumulata. Un accumulatore elettrochimico è



**Figura 3.8:** Schema batteria vista dai morsetti esterni

formato da un insieme di dispositivi elementari di base connessi in serie, detti celle elettrochimiche, ognuna delle quali ha una tensione dell'ordine 1-2 V.

Una batteria è formata dalla connessione in serie di più moduli, cioè da contenitori di celle elettrochimiche, come mostrato in figura(3.9). La terminologia risalente ad Ampere prevede l'utilizzo del termine catodo per indicare l'elettrodo che eroga corrente e anodo per il secondo elettrodo; di conseguenza il polo positivo è catodico durante la scarica e



**Figura 3.9:** Schema struttura batteria

anodico durante la carica.

Nell'uso comune, tuttavia si indica come **catodo** sempre il morsetto **positivo** e **anodo** il morsetto **negativo**, a prescindere dal verso della corrente.

Molto spesso la batteria è dotata di un BMS (*Battery Monitoring System*), un sistema che supervisiona lo stato della batteria fornendo informazioni sulle tensioni parziali di cella o di modulo, ed effettua delle elaborazioni per valutare lo stato di salute o di carica, interrompendo l'esecuzione di carica o di scarica se le tensioni o le temperature raggiungono un livello critico.

Per alcuni tipi di batterie in particolare quelle al litio il BMS, in questo caso acronimo per *Battery Management System*, ha anche il compito di riequilibrare la carica fra le celle. In generale si indica con RESS (*Rechargeable Energy System*) l'intero sistema composto da accumulatore e tutte le componenti accessorie come: eventuale BMS, involucro contenete i moduli, sistema di condizionamento termico...

Gli accumulatori vengono spesso studiati con riferimento alla carica elettrica in ingresso o in uscita. In riferimento allo schema in figura(3.8) si indica la carica estratta  $Q_e$  in un intervallo di tempo  $T$  la quantità:

$$Q_e = \int_T i(t) dt$$

Spesso viene introdotta la grandezza SOC (*State-Of-Charge*), un indicatore normalizzato del livello di carica della batteria. SOC pari a 0 indica batteria completamente scarica, SOC pari a 1 indica batteria carica. Il SOC è definito in base alla capacità della batteria  $C_Q$  e alla carica estratta nel seguente modo:

$$SOC = 1 - \frac{Q_e}{C_Q} \quad (3.5)$$

L'energia erogata in un certo intervallo di tempo è:

$$E_e = \int_T u(t) i(t) dt$$

La quantità di carica introdotta nella batteria in fase di carica è maggiore di quella che è possibile estrarre in fase di scarica, e il rendimento di carica è quindi definito nel seguente

modo:

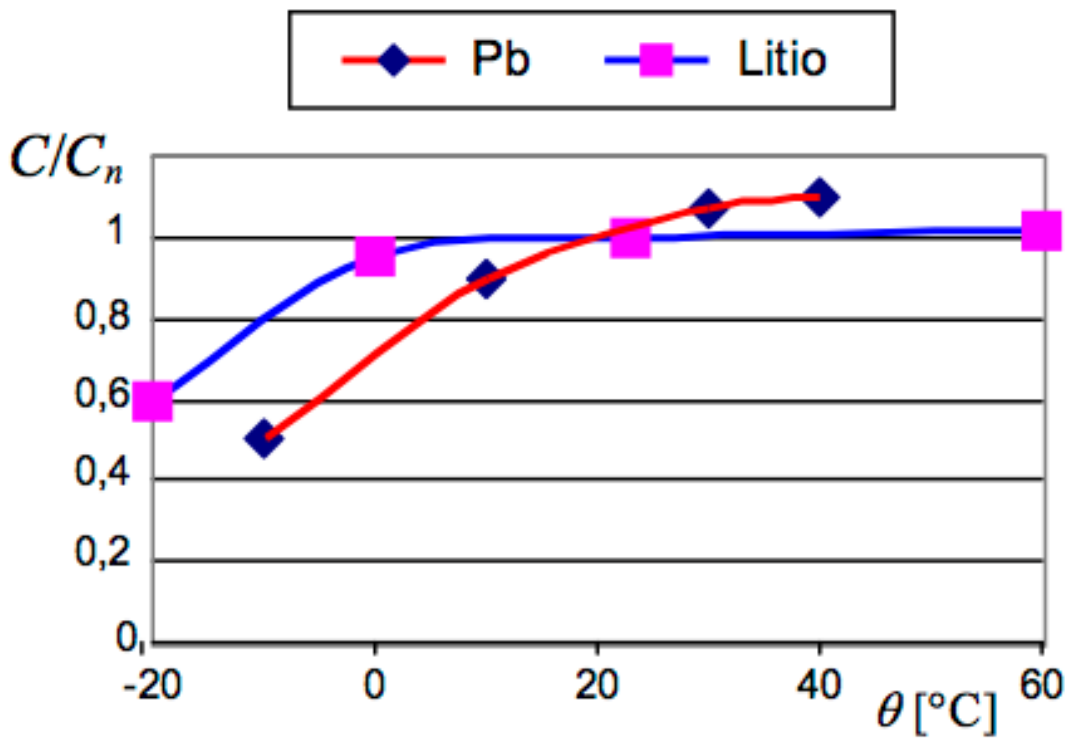
$$\eta_Q = \left| \frac{Q_{scar}}{Q_{car}} \right| = \frac{\int_{T1} |i(t)| dt}{\int_{T2} |i(t)| dt}$$

Analogamente il rendimento energetico è:

$$\eta_E = \left| \frac{E_{scar}}{E_{car}} \right| = \frac{\int_{T1} |u(t)i(t)| dt}{\int_{T2} |u(t)i(t)| dt}$$

Durante la fase di carica la tensione è mantenuta mediamente superiore quella che si ha durante la scarica, quindi nel caso di carica e scarica a corrente costante  $\eta_E < \eta_Q$ .

Il rendimento della batteria dipende anche dalla temperatura di utilizzo: in figura(3.10) sono riportati esempi della variazione delle prestazioni in funzione della temperatura di due tipi di batterie, rispettivamente al Piombo e al Litio.



**Figura 3.10:** Capacità erogabile in funzione della temperatura di due esemplari di batterie [23]

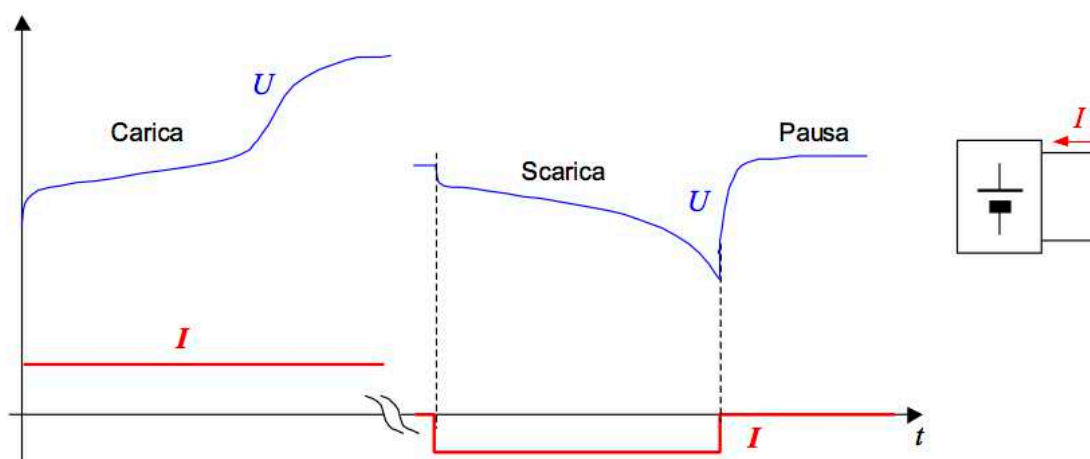
Le batterie inattive sono soggette ad una progressiva riduzione della carica erogabile, che va sotto il nome di *autoscarica*.

L'autoscarica è fortemente dipendente dalla temperatura e aumenta con essa.

L'ordine di grandezza dell'autoscarica dopo un mese di inattività alla temperatura di 20°C varia a seconda del modello e del costruttore, da circa il 2-3% a circa 20%, mentre per le batterie al Litio l'autoscarica alla stessa temperatura è del 2-8% [23]. Se le batterie rimangono scariche per un lungo periodo di tempo, si verificano alterazioni irreversibili delle loro caratteristiche e tale fenomeno è indicato come *passivazione*.

### 3.3.1 Modelli matematici

L'andamento delle tensioni durante la fase di carica e scarica della batteria a corrente costante è riportato in figura(3.11). In particolare, il circuito elettrico equivalente che modella il comportamento della batteria durante la fase indicata con *pausa* in figura(3.12) è:



**Figura 3.11:** Tensioni durante carica e scarica a corrente costante di una batteria [23]



$$u_c(t) = E - u(t)$$

$$\frac{du_c}{dt} = -\frac{1}{RC}(E - u)$$

$$u = E - u_{C0}e^{\frac{t}{RC}}$$

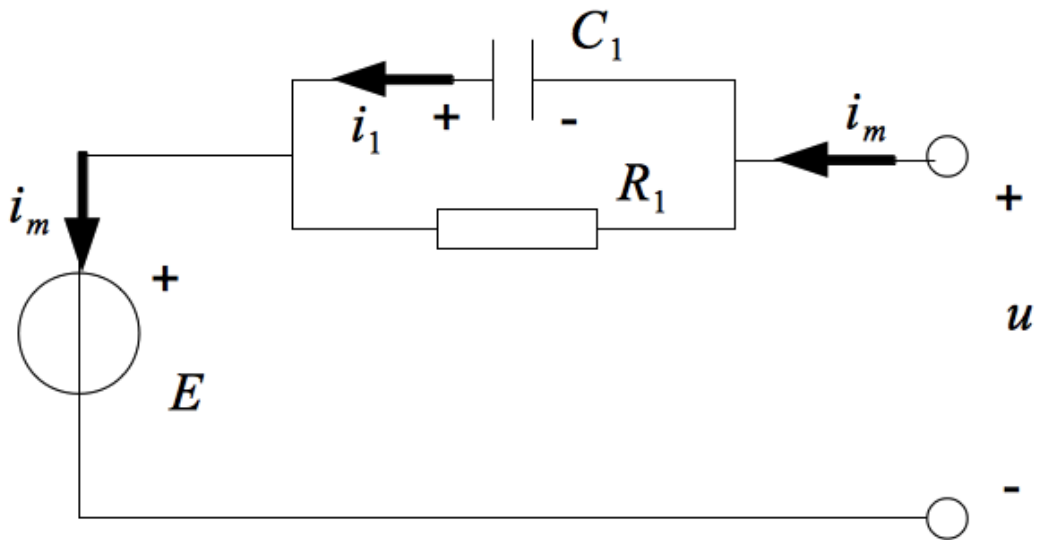


Figura 3.12

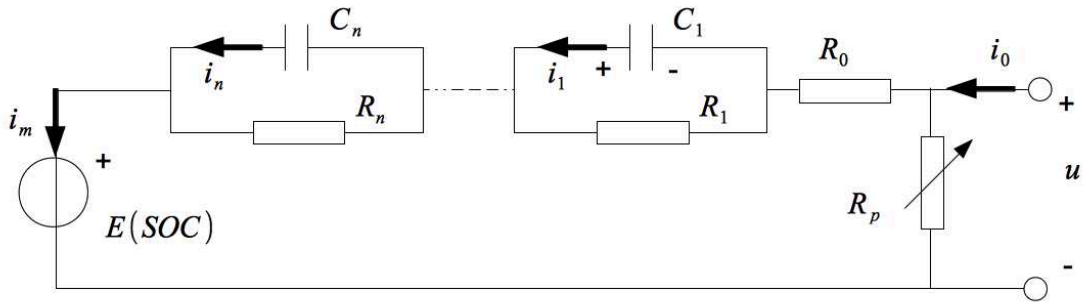
Una migliore approssimazione si ottiene sommando due esponenziali negative: una con costante di tempo veloce ed una con costante di tempo più lenta, come mostrato in figura(3.13), in cui  $R_0$  serve per modellare il gradino di tensione a fronte di un gradino di corrente in ingresso. Il modello presentato in figura(3.13) è valido prevalentemente in scarica ma può essere utilizzato con buona approssimazione anche per la fase di carica. Il numero di circuiti RC può essere in generale  $n$ , e aumentando il numero di blocchi cresce l'accuratezza del modello.

Il blocco algebrico  $R_p$  può essere considerato come un resistore variabile in funzione della tensione ad esso applicata. Introducendo  $R_p$  teniamo conto del fatto che solo un'aliquota

di  $i_0$  determina il fenomeno di accumulo di carica, mentre la restante quota  $i_0 - i_m$  viene dissipata in  $R_p$ .

Nel modello, quindi, la corrente  $i_m$  (*main*) serve per descrivere il fenomeno di carica e scarica principale mentre la corrente  $i_p = i_0 - i_m$  è una corrente *parassita* che genera fenomeni indesiderati. La forza elettromotrice  $E$  è posta in funzione dello stato di carica della batteria SOC:

$$\begin{aligned} SOC &= 1 - \frac{Q_e}{C_Q} = 1 + \frac{1}{C_Q} \int_0^t i_m(t) dt \\ SOC(t) &= SOC(0) + \frac{1}{C_Q} \int_0^t i_m(t) dt \end{aligned} \quad (3.6)$$



**Figura 3.13:** Circuito elettrico equivalente di una cella elettrochimica

### 3.3.2 Stima dello stato di carica

La stima dello stato di carica è molto importante per i veicoli a propulsione elettrica per i quali un'errata valutazione comporta grosse riduzioni dell'autonomia del veicolo. Un modo semplice per stimare lo stato di carica è utilizzare la definizione data in precedenza di SOC eq.(3.6): lo svantaggio principale nell'utilizzo di questa formulazione è che un piccolo errore della stima  $i_m$  integrato per lunghi periodi di tempo può portare a valori completamente errati della stima.

Un primo metodo, molto semplice, per limitare l'errore di valutazione del SOC consiste nel resettare periodicamente l'errore sulla base della correlazione fra tensione  $e(t)$  e SOC. In pratica, quando la batteria è a riposo per un tempo sufficientemente lungo la tensione ai morsetti coincide con  $E$  (costante) e quindi è possibile aggiornare il valore di SOC.

### 3.3.3 Vita utile

Man mano che si prosegue nel tempo e nell'utilizzo di una batteria si assiste ad un cambiamento delle sue caratteristiche. Dopo un primo periodo iniziale, detto di allenamento, in cui è possibile assistere ad un incremento della capacità (tipicamente del 10%) si ha una progressiva riduzione della capacità. Una batteria si considera a fine vita quando la capacità erogabile in condizioni di lavoro nominali è ridotta all'80% del valore nominale.

L'invecchiamento è una funzione sia del tempo trascorso dalla produzione della batteria (*shelf life*), sia del numero di cicli di carica e scarica a cui una batteria è sottoposta (*cycle life*).

La *shelf life* dipende da fenomeni chimici indipendenti dal ciclo di carica e scarica, come ad esempio una non perfetta impermeabilità degli involucri delle batterie alle molecole dell'acqua.

La *cycle life* dipende principalmente dal fatto che alla fine di ogni ciclo, la materia attiva presente sui due elettrodi non si deposita in modo perfettamente uniforme.

In particolare, si può dire che più profonde sono le scariche, più si attivano reazioni parassite irreversibili. Spesso la *cycle life* viene espressa in cicli di carica completa / scarica all'80% della capacità nominale, come riportato in tabella(3.1).

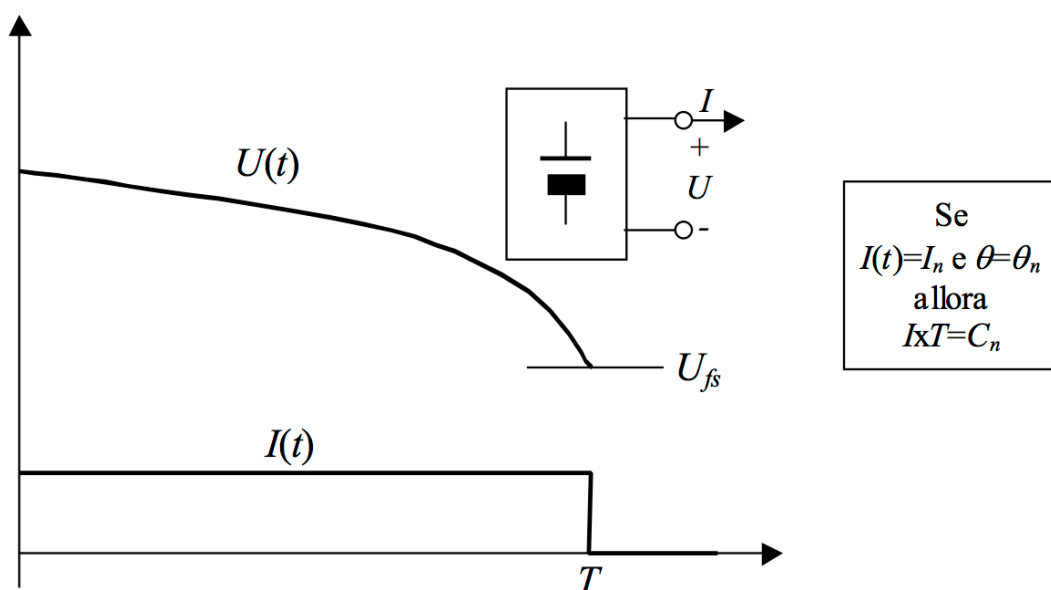
Batteria	tipico cycle life 90%
Piombo	300 – 500
Litio	1000 – 5000
Na-NiCl	3500

**Tabella 3.1**

### 3.3.4 Valori nominali

I dati di targa (nominali) di una batteria sono riferiti ad una scarica in condizioni controllate, quindi con valori costanti della corrente e della temperatura.

La batteria completamente carica posta in condizioni di temperatura nominale  $\theta_n$  è scaricata con una corrente perfettamente costante nominale pari a  $I_n$  ed erogherà una carica pari alla sua capacità nominale  $C_n$ , figura(3.14). Un altro parametro nominale è la *tensione*



**Figura 3.14:** Scarica a corrente costante e tensione di fine scarica

di fine scarica  $U_{fs}$  ed il tempo di scarica nominale  $T_n = C_n / I_n$

Per quanto riguarda la tensione nominale di una batteria di accumulatori, essa viene assunta pari alla tensione nominale di cella per il numero di celle poste in serie, ad esempio la tensione nominale di cella per accumulatori Nickel-Idruri metallici è 1.2V.

### 3.3.5 Tecniche di carica

Le tecniche di ricarica suggerite dai vari costruttori sono molto varie e i principi su cui si basano possono essere schematicamente elencate in:

- la corrente di carica non deve superare i valori massimi ammissibili;
- in prossimità di fine carica, la corrente di carica deve essere ridotta, in quanto la capacità di assorbimento della batteria diminuisce.

Una tecnica di ricarica semplice e generale è quella indicata in figura(3.15), detta carica  $I-U$ , caratterizzata da un primo tratto in cui la carica avviene a corrente costante e da un secondo tratto in cui si lavora a tensione costante.

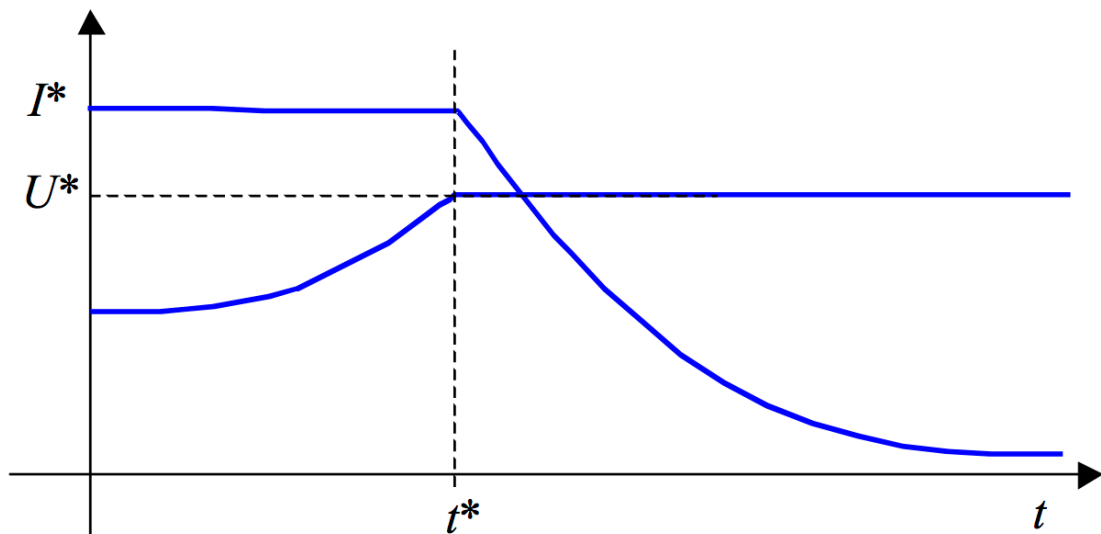


Figura 3.15: Tecnica di carica  $I-U$

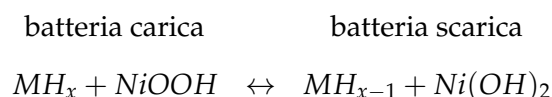
### 3.3.6 Batterie al NiMh Nickel-idruri metallici

Questa tipologia di batteria è attualmente installata sul veicolo *eFolaga* e perciò ne viene sommariamente descritto il funzionamento. Le batterie Nickel-idruro metallico sono costituite da:

- elettrodo positivo costituito da ossi-idrossido di nichel ( $\text{NiOOH}$  o  $\text{NiO(OH)}$ );
- elettrodo negativo costituito da un metallo nel quale viene incorporato dell'idrogeno a formare una lega  $\text{MH}_s$ ;

- elettrolita costituito da soluzione alcalina, normalmente soluzione acquosa di idrossido di Potassio (KOH).

La reazione di carica e scarica è:



Una caratteristica negativa delle batterie Ni-MH è rappresentata dal cosiddetto *effetto memoria*, e cioè dalla riduzione apparente della capacità della batteria se essa è sottoposta a ripetuti cicli di carica e scarica non profonda.

Il fenomeno in realtà è reversibile e può essere eliminato con un progressivo ciclaggio profondo della batteria.

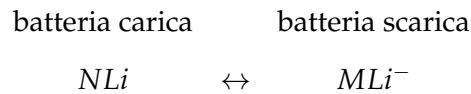
### 3.3.7 Batterie al Litio

La ragione principale dell'interesse verso questo elemento risiede nel fatto che, per via della sua estrema leggerezza (massa atomica, pari a 6.94) consente una carica teorica massima ampiamente superiore a quella di molti altri componenti.

La struttura del polo positivo è tipicamente costituita da un ossido di litiato di un particolare metallo, come ad esempio Co, Ni o Mn. L'elettrodo negativo è tipicamente costituito da carbone o grafite, in grado di ospitare il litio interstiziale.

Quando il circuito è chiuso su una resistenza, atomi di Litio si ionizzano in  $Li^+$  e attraversano l'elettrolita per andare verso il polo negativo; contemporaneamente l'elettrone che si libera attraversa il circuito esterno, mentre al polo positivo elettrone e ione si ricombinano formando nuovamente una molecola di litio interstiziale. Se all'esterno è presente una forza controelettromotrice superiore al valore di tensione di cella, il processo si inverte. Per la capacità del Litio di muoversi tra l'anodo e il catodo e viceversa, questa batteria viene indicata con il termine di *rocking-chair battery*, letteralmente *batteria a sedia a dondolo*.

La reazione chimica di carica e scarica è:



Le batterie al litio presentano alte densità volumiche e massiche di energia ma anche importanti problemi di sicurezza, in particolare:

- non possono essere sovraccaricate oltre un certo limite, poiché la conseguenza più grave è l'esplosione;
- la temperatura deve essere tenuta sotto controllo in quanto la carica diviene sempre più problematica all'aumentare della temperatura.

Quindi le batterie al litio sono dotate di dispositivi di supervisione che effettuano funzioni come:

- *cell balancing*;
- *overtemperature protection*;
- *overcharge and overdischarge protection*.

Nella tabella(??) sono riportate alcune batterie al litio commercialmente disponibili:



	Kokam (NMC) high energy $C_n = 30Ah$	Kokam (NMC) high power $C_n = 30Ah$	Saft VL20P	GPB GMP
Energia massica (Wh/Kg)	156	133	89	110
Energia Volumica (W/Kg)	339	288	187	202
Potenza massica (W/Kg)	750	1255 <sup>(2)</sup>	1413 <sup>(2)</sup>	470 <sup>(1)</sup>
Potenza volumica (W/L)	1635	2716	1974 <sup>(2)</sup>	851 <sup>(1)</sup>
Vita utile	1500 <sup>(2)</sup>	1500 <sup>(2)</sup>		>500 cicli <sup>(3)</sup>
Temperatura di funzion.	-20 ÷ 60°C	-20 ÷ 60°C		-20 ÷ 60°C
Autoscarica	-			<7% mese

<sup>(1)</sup> Scariche di 30 s con SOC = 50%

<sup>(2)</sup> Scariche al 100%

<sup>(3)</sup> Scariche al 80%

## Capitolo 4

# Simulazioni e risultati

In questo capitolo sono riportate:

- le simulazioni effettuate sul modello meccanico al variare di alcune grandezze geometriche del sistema braccio-ala;
- le simulazioni sul modello elettrico;
- confronto delle prestazioni ottenute con le specifiche funzionali del veicolo.

La dinamica del sistema meccanico è molto più lenta di quella del sistema elettrico, quindi in buona approssimazione è possibile disaccoppiare il sistema meccanico da quello elettrico. Come mostrato più avanti, le coppie di controllo e le velocità ai giunti  $q_4$  e  $q_5$  simulate nel sistema meccanico saranno gli ingressi del sistema elettrico.

### 4.1 Simulazioni sul modello meccanico

I parametri costanti del modello meccanico utilizzati per lo studio energetico del robot sono riportati nella tabella(4.1), mentre i parametri liberi da ottimizzare sono:

- lunghezza del *link* scafo-ala; occorre tenere in considerazione l'ingombro del *payload* e il fatto che le ali non devono interferire con la strumentazione;

- dimensioni e superficie delle ali.

Parametri	
$a_1$	2 [m]
$a_2$	$a_2$ [m]
$a_3$	$a_3$ [m]
$m_1$	24[Kg]
$m_2$	$m_2$ [Kg]
$m_3$	$m_3$ [Kg]
$V_1$	0.025[m <sup>3</sup> ]
$V_2$	$V_2$ [m <sup>3</sup> ]
$V_3$	$V_3$ [m <sup>3</sup> ]
$Dr_{q1}$	1[(kg m <sup>2</sup> ) / (rad s)]
$Dr_{q2}$	1.3[(kg m <sup>2</sup> ) / (rad s)]
$Dr_{q3}$	1.1[(kg m <sup>2</sup> ) / (rad s)]
$S_{wing}$	$S_{wing}$ [m <sup>2</sup> ]
$\rho_{water}$	1025[kg / m <sup>3</sup> ]
$g$	9.8[m / s <sup>2</sup> ]

Tabella 4.1

Le simulazioni vengono eseguite utilizzando quattro tipi di onde più frequentemente riscontrabili nel Mar Mediterraneo (tabella 4.2).

Stato	f [Hz]	A [m]
Calm 1	0.1	0.3354
Calm 2	0.062	0.3354
Smooth 1	0.1	0.8216
Smooth 2	0.062	0.8216

Tabella 4.2

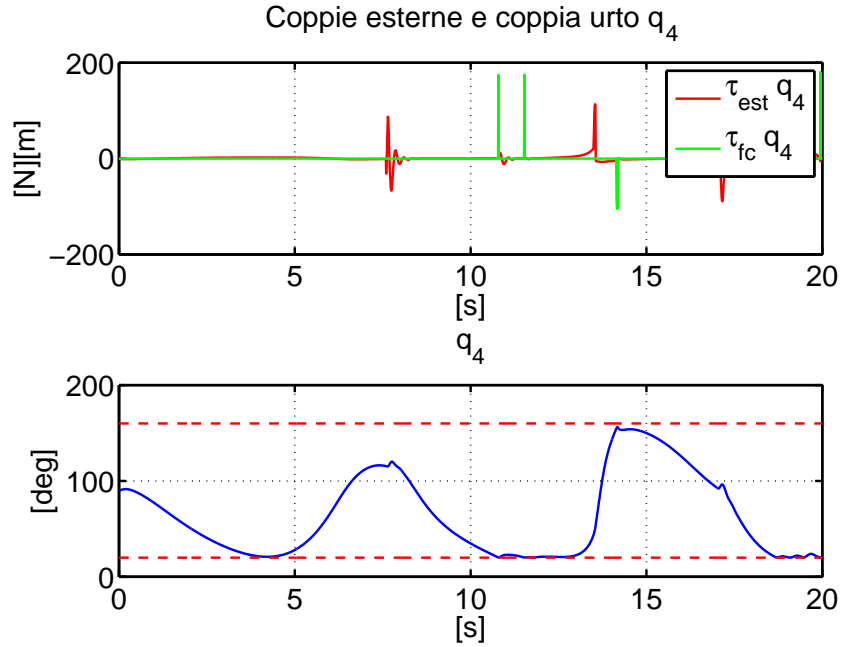
#### 4.1.1 Evoluzione libera del robot

Il modello è stato modificato in modo da poter simulare la dinamica del robot in assenza di coppie di controllo sia passivo che attivo ( $\tau_{control} = 0$ ), perciò sono stati modellati i fine corsa che vincolano i giunti  $q_4$  e  $q_5$  rispettivamente negli intervalli  $[10^\circ, 185^\circ]$  e

$[80^\circ, -170^\circ]$ .

Sono state aggiunte quindi le coppie  $\tau_{lim}$  che simulano un urto in prossimità dei limiti imposti; in fig.(4.1) è possibile osservare tali coppie in azione.

La fig.(4.2) riporta l'andamento della potenza e delle coppie nel caso di mare *Calm 1* e lunghezza *link*  $a_2 = 0.9m$ , mentre in fig.(4.3) è riportato l'andamento dell'angolo d'attacco. Osserviamo come l'angolo di attacco si mantenga per il maggior tempo possibile vicino allo zero minimizzando le forze di *drag* e *lift* agenti sull'ala.



**Figura 4.1**

#### 4.1.2 Lunghezza del braccio *link* $a_2$

La lunghezza del *link*  $a_2$  deve essere ottimizzata in modo tale che le ali del robot non interferiscano con i *payload* e che l'energia meccanica dell'onda possa essere sfruttata al

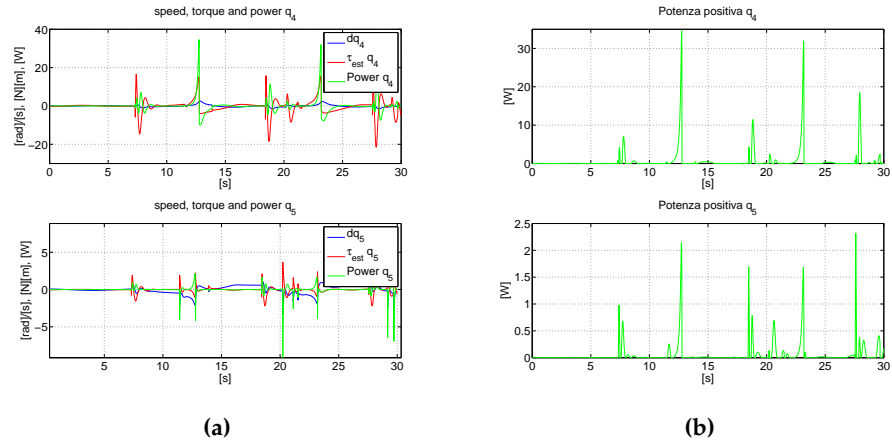


Figura 4.2

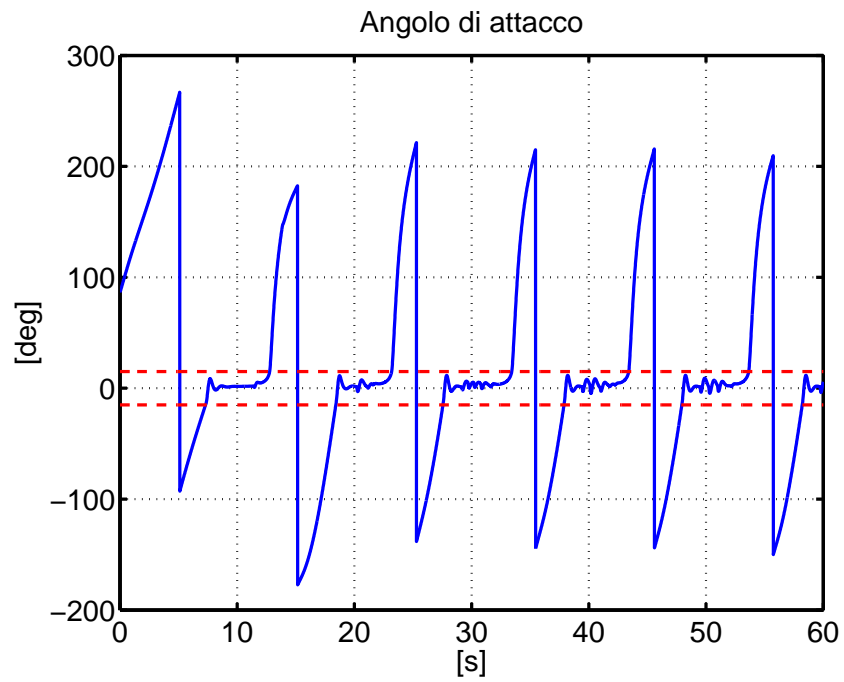


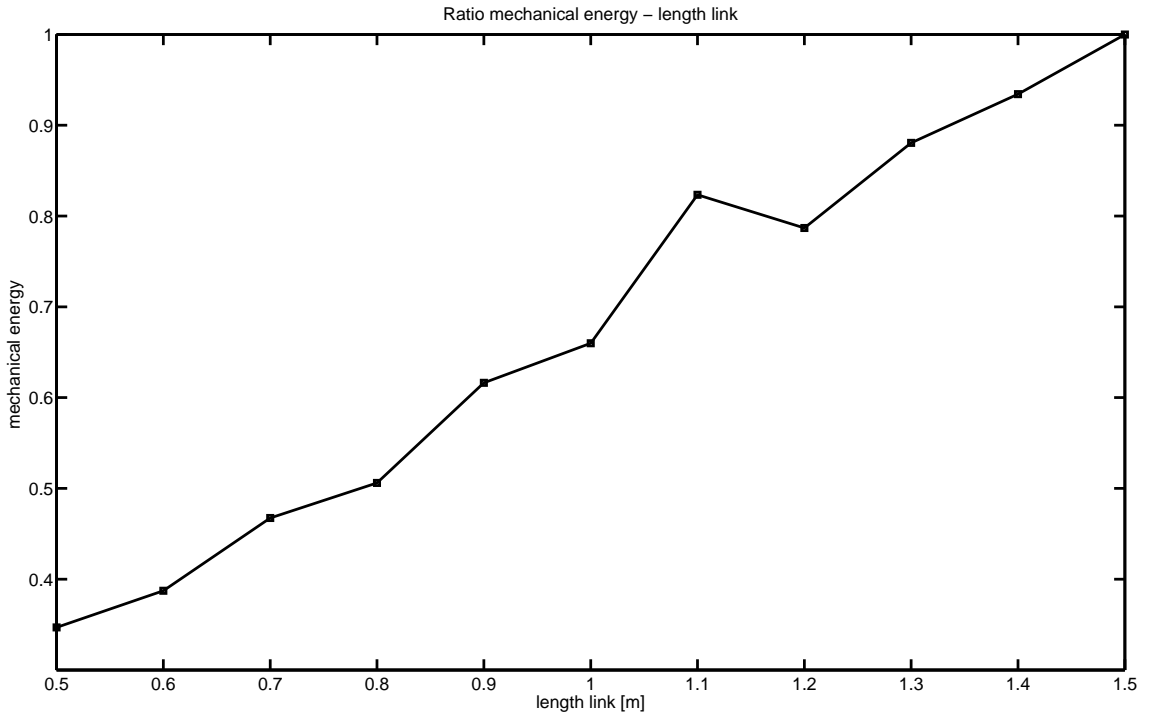
Figura 4.3

massimo.

Il potenziale di velocità dell'onda diminuisce esponenzialmente all'aumentare della profondità (fig.(4.5)), e di conseguenza sulle ali agiranno forze in modulo minori.

L'ipotesi di partenza è che all'aumentare della lunghezza, l'energia meccanica diminuisca: perciò sono state effettuate diverse simulazioni facendo evolvere liberamente il sistema ( $\tau_{control} = 0$ ) con lunghezze del *link*  $a_2$  pari a:  $[0.5m, 0.6m, 0.7m, 0.8m, 0.9m, 1.0m, 1.1m, 1.2m, 1.3m, 1.4m, 1.5m]$ .

In fig.(4.4) è possibile osservare come in realtà all'aumentare della lunghezza del link, l'energia meccanica aumenti e quindi l'ipotesi di partenza non è verificata.



**Figura 4.4:** Energia meccanica (normalizzata al caso massimo) in funzione della lunghezza del link  $a_2$

Osserviamo che con l'aumentare della lunghezza del *link*  $a_2$ , aumenta il braccio offerto alle forze di *lift* e *drag* e di conseguenza aumenta la coppia agente sul giunto  $q_4$ ; inoltre il sistema braccio-ala durante il moto pesca a profondità maggiori solo per brevi periodi.

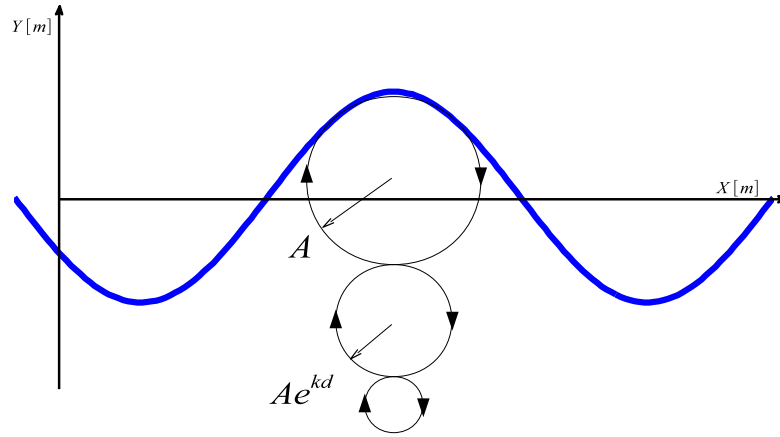


Figura 4.5

#### 4.1.3 Dimensione ala

Le forze di *lift* e *drag* sono direttamente proporzionali alla superficie alare:

$$L = \frac{1}{2} \rho S V^2 c_l$$

$$D = \frac{1}{2} \rho S V^2 c_d$$

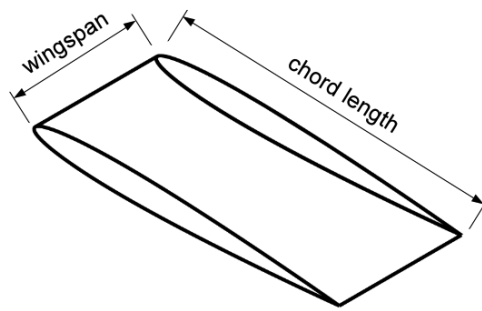
Variando quindi l'apertura alare *wingspan* e la lunghezza della corda *chord length* (fig.(4.6)) modifichiamo l'energia meccanica del sistema.

Analogamente al caso del *link*, sono state effettuate diverse simulazioni al fine di stimare il rapporto tra energia e superficie alare.

In fig.(4.7) è riportato l'andamento dell'energia meccanica al variare della lunghezza della corda, mantenendo un'apertura alare costante di 300mm.

In fig.(4.8), invece, è riportato l'andamento dell'energia meccanica al variare dell'apertura alare, mantenendo costante la lunghezza della corda a 600mm.

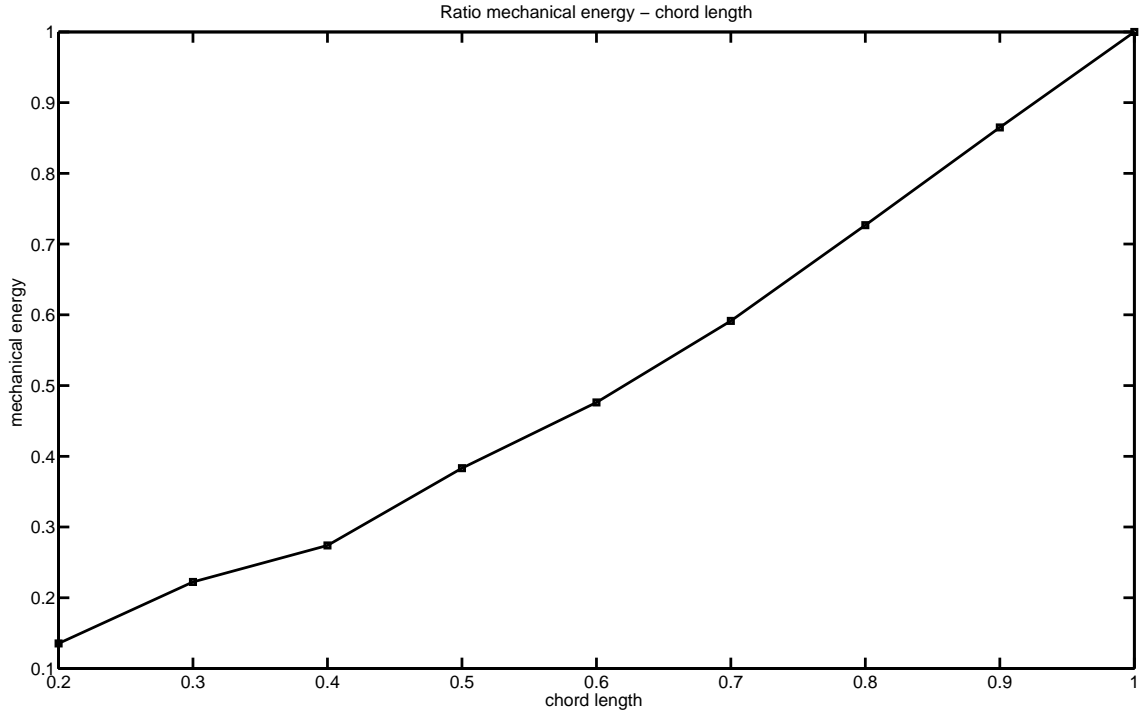
Come previsto, l'aumento della superficie alare comporta un incremento dell'energia meccanica disponibile. Nelle successive sezioni verranno condotte delle simulazioni utilizzando un braccio di lunghezza 1400 mm e un'ala con una corda di 600 mm e apertura



**Figura 4.6**



alare di 700mm. In tal modo la lunghezza complessiva del sistema di ricarica non andrà ad interferire con il *payload*, che potrà essere montato in coda al veicolo.

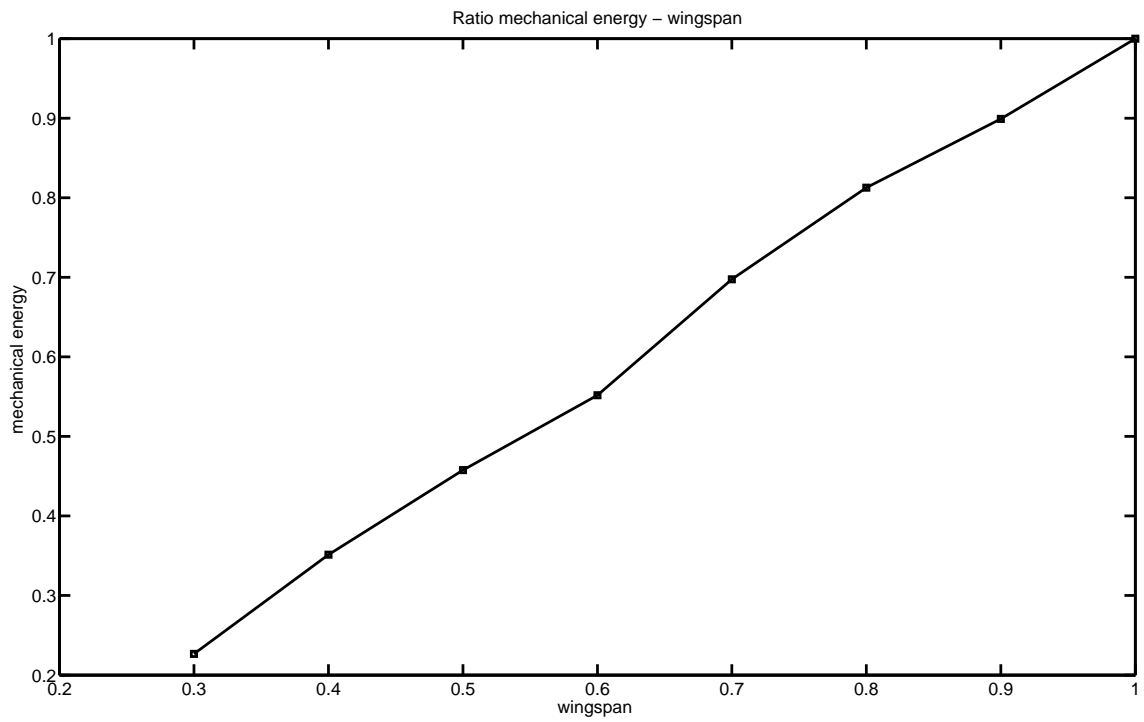


**Figura 4.7:** Energia meccanica (normalizzata al caso massimo) in funzione della lunghezza della corda

#### 4.1.4 Controllo

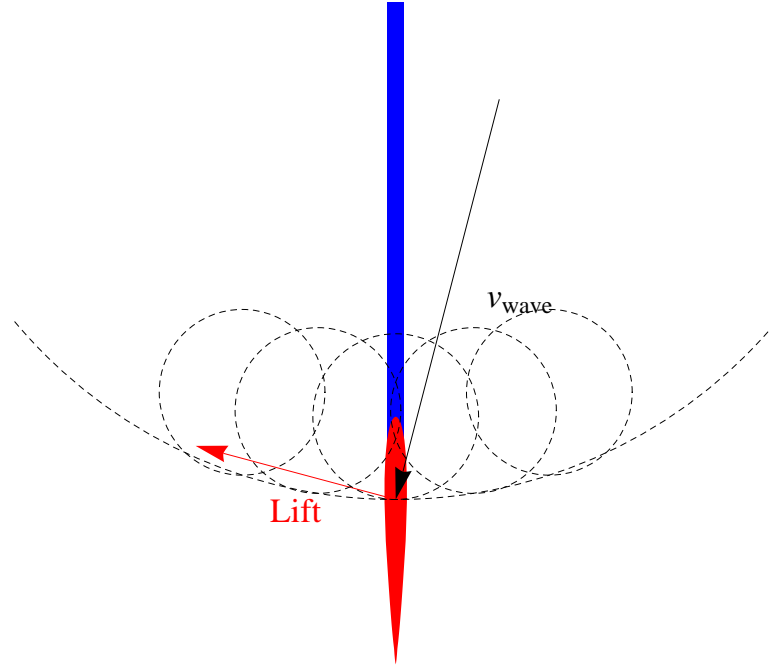
Per sfruttare maggior energia, il sistema braccio-ala deve il più possibile assecondare il movimento circolare della velocità dell'onda. Inoltre, come mostrato in precedenza, l'energia meccanica del sistema dipende principalmente dalla lunghezza del braccio e dalla superficie dell'ala, mentre la variazione di velocità con la profondità ha un peso minore.

Perciò il maggiore momento meccanico agente sul giunto  $q_4$  si ottiene vincolando la posizione relativa tra braccio e ala in modo da offrire alle forze di *lift* e *drag* la leva maggiore (fig.(4.9)).



**Figura 4.8:** Energia meccanica (normalizzata al caso massimo) in funzione dell'apertura alare

Se invece consentiamo il moto relativo tra braccio ed ala, sebbene sia possibile recuperare l'energia generata dalla coppia agente sul giunto  $q_5$ , il moto complessivo del sistema braccio-ala asseconda più difficilmente il movimento dell'onda.



**Figura 4.9**

Per mantenere costante la posizione relativa tra braccio e ala è stato implementato un controllo di tipo PD sul giunto  $q_5$ :

$$\tau_{c_{q_5}} = K_p(q_r - q_5) - K_v\dot{q}_5$$

Sul giunto  $q_4$  invece, è stato implementato un controllo in velocità:

$$\tau_{c_{q_4}} = -K_v\dot{q}_4$$

che genera una coppia resistente sempre opposta al moto.

Questo tipo di controllo modella il carico elettrico che l'energia meccanica è in grado di

alimentare, perciò l'energia di controllo:

$$E = \int_0^t \tau_{c_{q_4}} \dot{q}_4 dt$$

Sarà l'energia recuperata.

#### 4.1.5 Risultati

Di seguito vengono riportati i risultati ottenuti simulando un veicolo con le seguenti dimensioni

- braccio: 1400 mm;
- apertura alare: 700mm;
- lunghezza corda: 600mm.

Nelle diverse condizioni di mare sono stati stimati i  $K_v$  ottimali per il recupero dell'energia, come mostrato in fig.(4.10).

L'algoritmo sviluppato in ambiente *Matlab* è il seguente:

- si costruisce una funzione:

$$f(k_{v_{q_4}})$$

La quale simula la dinamica del sistema:

$$\begin{pmatrix} x_1 \\ x_2 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} q \\ \dot{q} \end{pmatrix}$$

$$\dot{x}_1 = x_2$$

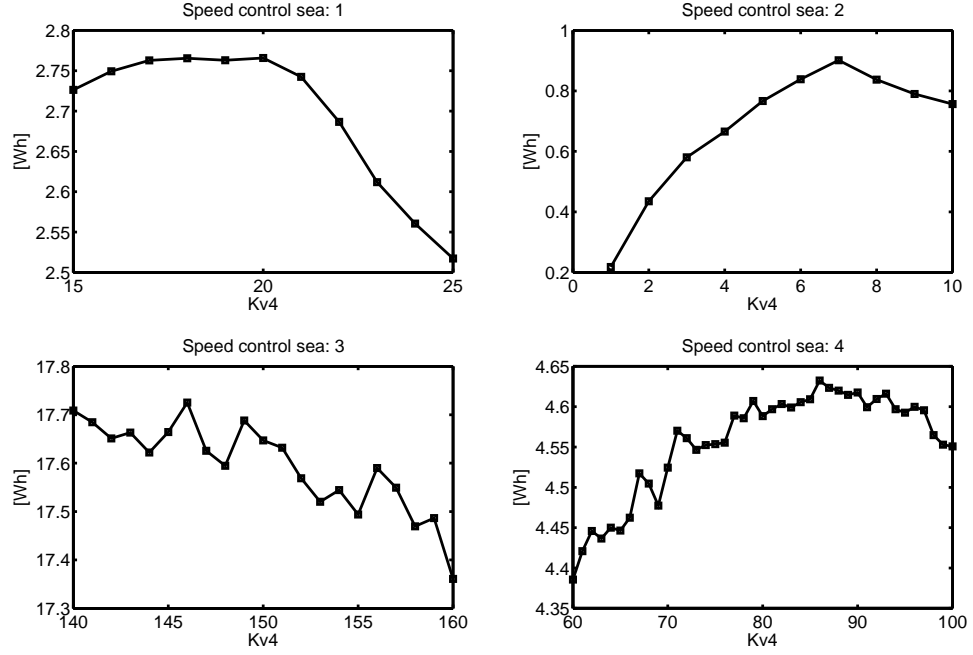
$$\dot{x}_2 = B^{-1}(\tau_{wave} + \tau_{wing} + \tau_{control} - Cx_2 - Dx_2 - G)$$

La funzione risolve il sistema di equazioni differenziali con l'algoritmo *ODE5* a passo fisso, e restituisce il valore scalare dell'energia:

$$E = \int_0^{t_f} \tau_{control_{q_4}} \dot{q}_4$$

- per ogni condizione di mare si trova il minimo della funzione  $-f(k_{v_{q4}})$  al variare della costante di controllo, utilizzando la funzione *Matlab*: *fmincon*.

Nella tabella 4.3 è riportata la massima energia teorica che è possibile recuperare per ogni singolo sistema braccio-ala utilizzando questo tipo di controllo.



**Figura 4.10**

Mare	$[Wh]$ meccanica	$[Wh]$ recuperata
Calm 1	3.00	2.77
Calm 2	1.1	0.9
Smooth 1	19.34	18.015
Smooth 2	5.13	4.66

**Tabella 4.3:** Energia recuperata in 1h

Le massime coppie di controllo necessarie per il dimensionamento dell'azionamento sono riportate nella tabella 4.4.

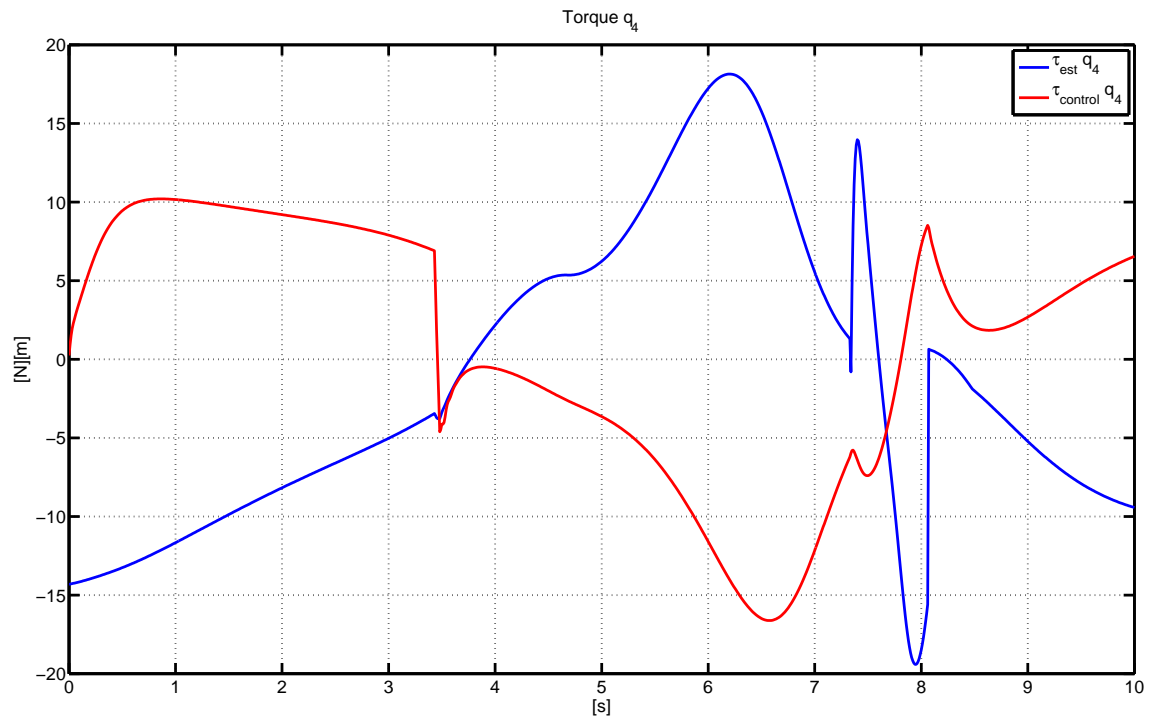
In figura(4.11), (4.12), (4.13) è possibile osservare la dinamica nel caso di mare *Calm 1*:

Max. $\tau_{q_4}$	74.75 [N][m]
Max. $\tau_{q_5}$	20.35 [N][m]

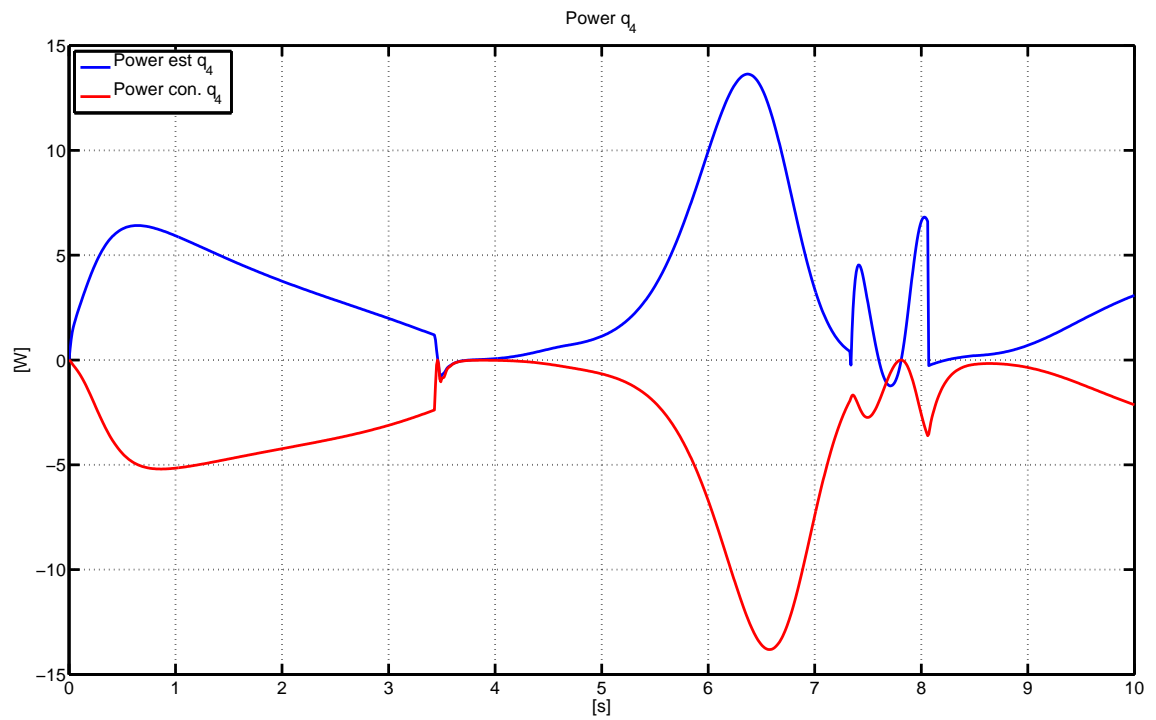
**Tabella 4.4**

con il tratto rosso vengono indicate le azioni di controllo, mentre con il tratto blu le azioni che compiono lavoro (*lift*, *drag*, gravità, attriti e attriti idrodinamici).

In figura(4.11 b) è riportato l'andamento della potenza: la curva positiva è la potenza generata dalle forze che compiono lavoro e che sono responsabili del moto del sistema, la curva negativa in rosso è invece l'azione di controllo del sistema di ricarica, la quale sottrae al sistema energia meccanica che viene convertita in energia elettrica ed infine conservata nel pacco batterie.



(a) Coppie  $q_4$



(b) Potenza  $q_4$

**Figura 4.11**



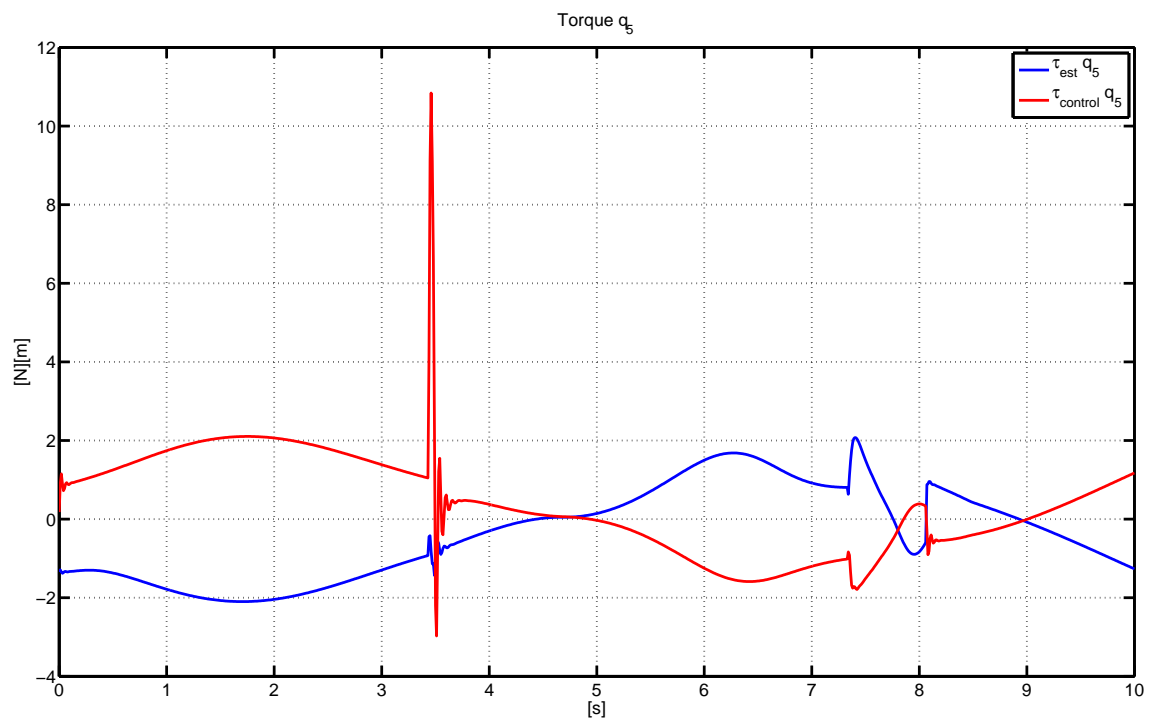
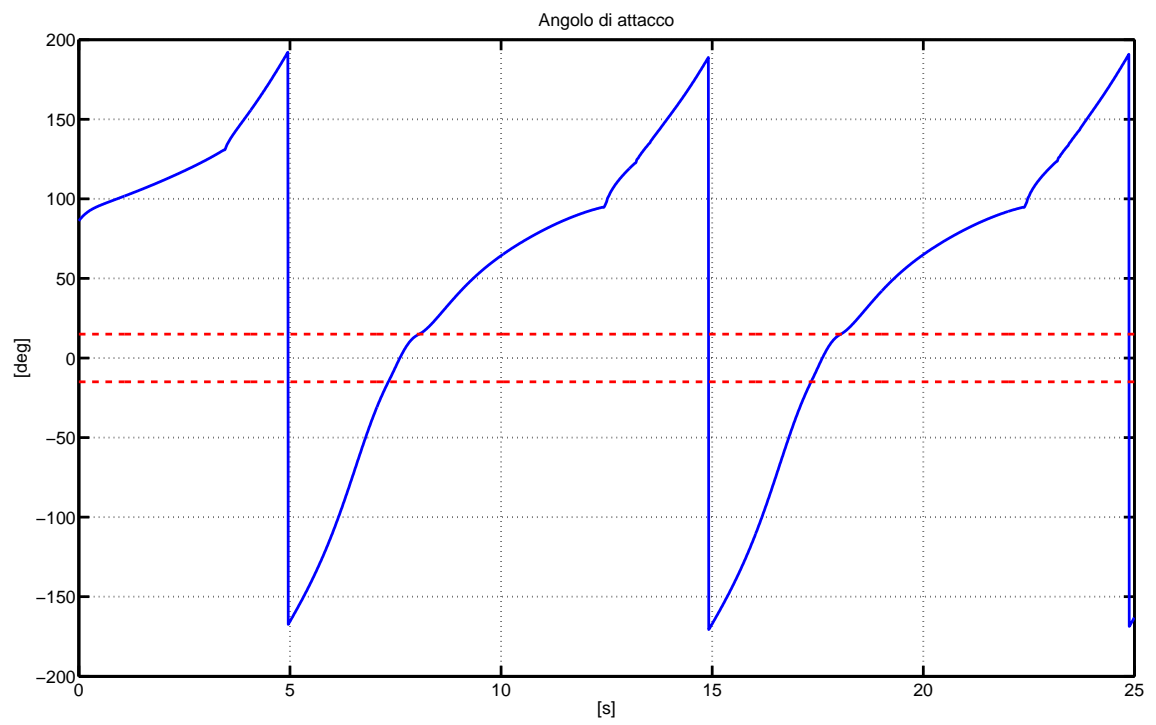


Figura 4.12



**Figura 4.13**

## 4.2 Carichi elettrici e stime dei consumi del veicolo *Folaga*

Per valutare l'autonomia del veicolo è necessaria una stima dei consumi al variare del tipo di missione che il robot sta eseguendo. In tabella(4.5) e tabella(4.6) sono riportati rispettivamente dimensioni e i carichi elettrici nella configurazione standard del veicolo *Folaga* senza *payload*.

Dimensioni	
Diametro	155 mm
Lunghezza	2000 mm
Peso in aria	31 Kg
Batterie	NiMh 12 V 45Ah
Velocità	2 Knots fino a 4 Knots
Durata	6h alla max potenza
Massima profondità	80 m
Payload	140mm diametro interno lunghezza 450 mm spinta disponibile 5200gr

**Tabella 4.5**

Principali carichi elettrici			
Carico	Num.	W	V
Main Propeller	1	60	12
Thrusters direzionali	8	40	12
Main Computer	1	12	5
Low levee control board	1	1.5	
Mass shifter	1	1	12
Telemetry	1	1	12
Buoyancy Engine	1	2	12

**Tabella 4.6**

Di seguito sono elencate le missioni prese come riferimento per la stima dei consumi:

- **Ricarica** (*wave gliding*): il veicolo è in galleggiamento con la sola strumentazione indispensabile accesa;

- **Glider:** il veicolo si muove solo per effetto della variazione di galleggiamento, compiendo un certo numero di cicli di immersione ed emersione;
- **Massima potenza:** il veicolo si muove alla massima velocità, si immerge, raggiunge un target, compie qualche manovra e riemerge.
- **Media potenza:** il veicolo si muove lentamente, si immerge, compie qualche manovra e riemerge.

La tabella(4.7) riassume i consumi energetici per le configurazioni sopra riportate.

Configurazione	Carico Elettrico		Potenza totale richiesta e tempo di consumo del 93% di batteria
<i>Ricarica</i>	Low level control	1.5 W	1.5 W
<i>Gliding</i>	CPU (5 minuti in un'ora) Low level control 1.5 W Jet Pump (2 Jet al 10%) Buoyancy engine (5 minuti su un'ora) Mass shifter (5 minuti su un'ora) Valeport mini SVS	12 W 1.5 W 8 W 2 W 1 W 0.35 W	11.1 W  45 h
<i>AUV/ Massima potenza</i>	CPU Low level control propulsion Jet Pump (4 jet al 50%) Tritech Micron DST	12 W 1.5 W 60 W 80 W 4 W	157.5 W  3 h 10 m
<i>AUV/ Media potenza</i>	CPU Low level control propulsion Jet Pump (4 jet al 25%) SeaKing SSS Odom MB1 EdgeTech 2200S	12 W 1.5 W 30 W 40 W 12 W 12 W 12 W	83.5 W (payload esclusi)  95 W - 5 h 15 m 117.5 W - 4 h 15 m 30 W - 4 h 25 m

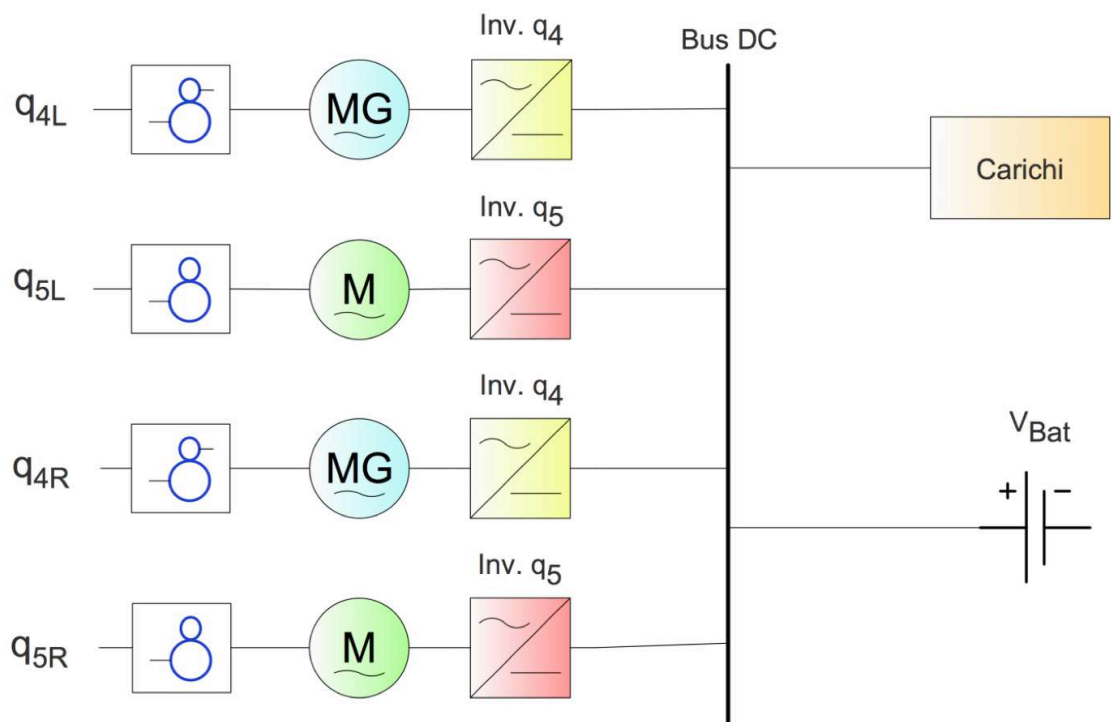
**Tabella 4.7:** Potenza richiesta e tempo atteso in configurazioni di navigazione tipiche

### 4.3 Simulazioni e dimensionamento del sistema elettrico

La movimentazione delle due ali idrodinamiche (Left e Right), attraverso il controllo della posizione dei due giunti cinematici ( $q_4$  e  $q_5$ ), contribuisce sia alla fase di moto di *gliding* che a quella di ricarica della batteria di bordo. In particolare:

- nella fase di *wave glider* il giunto  $q_4$  è mantenuto fermo con il link 4 allineato all'asse del veicolo, e la navigazione è eseguita cambiando l'orientazione di ciascuna ala attraverso la rotazione del corrispondente  $q_5$ ;
- nella fase di ricarica della batteria, l'ala idrodinamica è allineata al link 4 ( $q_5 = 0$ ).

Il sistema elettrico di movimentazione degli attuatori  $q_4$  e  $q_5$  è riportato nella figura(4.14). La movimentazione dei due giunti  $q_4$  e  $q_5$  è realizzata con motori brushless a magneti



**Figura 4.14:** Schema complessivo del sistema elettrico di attuazione dei link  $q_4$  e  $q_5$

superficiali (PMSM). La scelta di questa tipologia di macchina elettrica presenta i seguenti vantaggi:

- elevata densità di potenza/coppia (e quindi ridotte dimensioni);
- assenza di manutenzione;
- elevata controllabilità sia in velocità che in posizione angolare;
- bassa inerzia;
- elevata sovraccaricabilità;
- costi contenuti.

Il volume e quindi la massa di un motore elettrico è direttamente proporzionale alla coppia che deve sviluppare. In questa applicazione, considerando i vincoli dimensionali del modulo in cui i motori saranno allocati, appare opportuno limitare le dimensioni di questi ultimi, accoppiandoli ai rispettivi attuatori attraverso un riduttore di velocità con rapporto di trasmissione opportuno. Ogni motore viene ad essere controllato in posizione o velocità alimentando le tre fasi di statore mediante un convertitore switching DC/AC (Inverter) collegato al bus DC del veicolo.

Il motore che movimenta il giunto  $q_5$  è sempre controllato in posizione e il flusso di potenza è unidirezionale; viceversa, l'attuatore del giunto  $q_4$  nella fase di wave glider viene controllato in posizione, mentre nella fase di ricarica costituisce il generatore elettrico e quindi il flusso di potenza deve potersi invertire. Questo non modifica lo schema elettrico, dato che sia il motore brushless che l'inverter sono entrambi perfettamente reversibili. Per poter procedere al dimensionamento preliminare dei vari componenti del sistema occorre analizzare i flussi di potenza. Viene presa in considerazione solo la fase di ricarica della batteria, dato che in quella di gliding subacqueo, come verificato dalle simulazioni [13], le coppie che devono sviluppare gli attuatori dei due giunti sono più basse. Durante la fase di ricarica si possono individuare i carichi riassunti in tabella(4.8) e in figura(4.15)

Carico	Simbolo	Verso positivo
Azionamento $q_4$ Left	$P_{q4L}$	Erogata
Azionamento $q_5$ Left	$P_{q5L}$	Assorbita
Azionamento $q_4$ Right	$P_{q4R}$	Erogata
Azionamento $q_5$ Right	$P_{q5R}$	Assorbita
Elettronica di controllo	$P_{Load}$	Assorbita
Batteria	$P_{Bat}$	Assorbita

Tabella 4.8: Flussi di potenza nella fase di ricarica

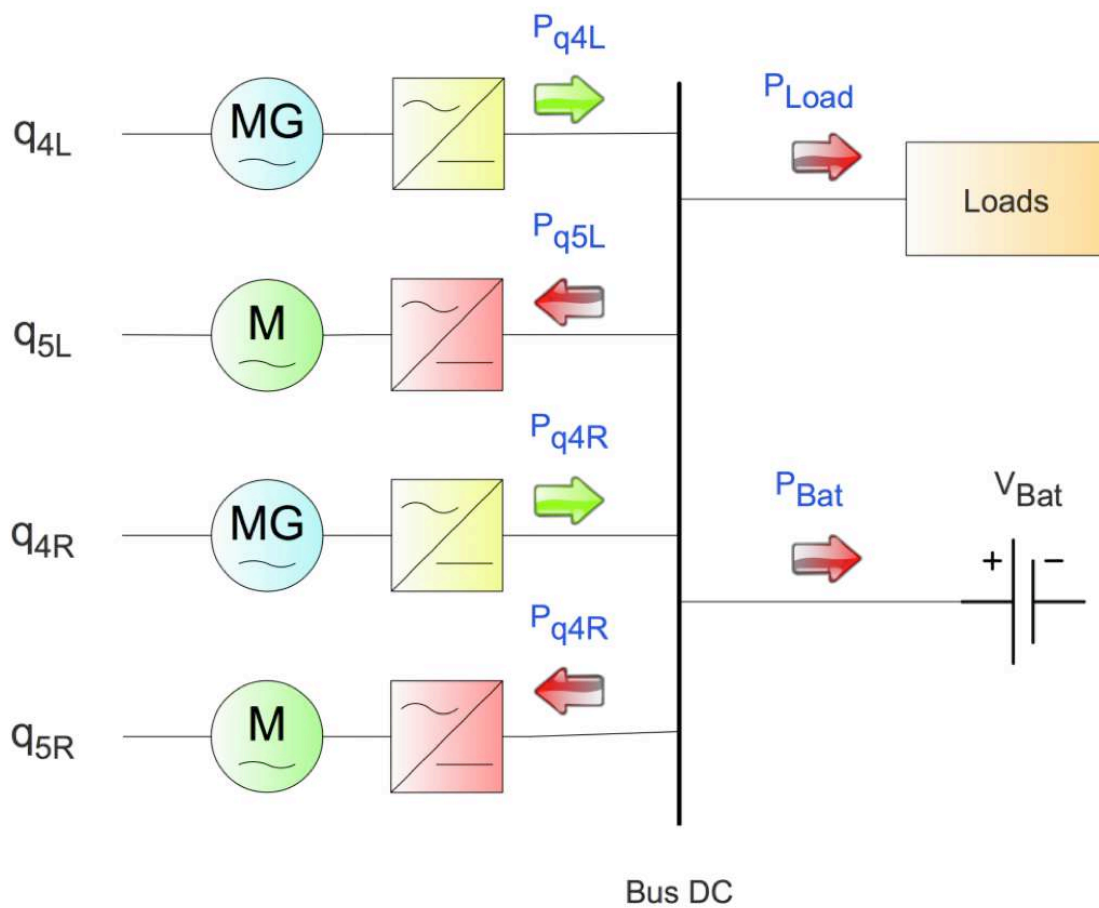


Figura 4.15: Flussi di potenza nella fase di ricarica della batteria: in verde la potenza erogata e in rosso quella assorbita

L'equazione di bilancio energetico è:

$$P_{q4L} + P_{q4R} = P_{q5L} + P_{q5R} + P_{Bat} + P_{Load} \quad (4.1)$$

Si ricarica la batteria solo se  $P_{Bat} > 0$ :

$$P_{Bat} > 0 \rightarrow P_{q4L} + P_{q4R} > P_{q5L} + P_{q5R} + P_{Load} \quad (4.2)$$

La potenza erogata da ciascun generatore, tenendo conto del rendimento del motore ( $\eta_{Mq4}$ ), del convertitore ( $\eta_{Inv}$ ) e del riduttore meccanico ( $\eta_{Gear}$ ), è:

$$P_{q4L} = P_{q4R} = P_{q4} = P_{mq4} \eta_{Mq4} \eta_{Inv} \eta_{Gear} \quad (4.3)$$

dove  $P_{mq4}$  è la potenza meccanica media<sup>1</sup> in un periodo dell'onda ( $T_{wave}$ ) all'asse del giunto  $q_4$ :

$$P_{mq4} = \frac{1}{T_{wave}} \int P_{mq4}(t) dt = \frac{1}{T_{wave}} \int \tau_{q4} \dot{q}_4 dt \quad (4.4)$$

Gli attuatori delle ali idrodinamiche funzionano prevalentemente come motori di coppia a velocità nulla: la potenza meccanica all'asse è quindi pari a zero, mentre la macchina assorbe dal bus DC la potenza necessaria per compensare le perdite, che si possono ritenere in prima approssimazione di tipo Joule negli avvolgimenti statorici e proporzionali alla coppia sviluppata. Questa può essere espressa dalla relazione:

$$T_{q5} = k_T I$$

Dove  $I$  è la corrente di fase e  $k_T$  (Nm/A) è la costante di coppia della macchina. Le perdite Joule dissipate sulle resistenze di fase statoriche  $R_f$  sono:

$$P_{Jq5} = 3R_f I^2 = 3R_f \left( \frac{T_{q5}}{k_T} \right)^2$$

---

<sup>1</sup>Come si può osservare dalle simulazioni, la coppia all'asse dei giunti  $q_4$  e  $q_5$  ha un andamento periodico, legato al periodo  $T_{wave}$  del campo di velocità delle onde



In un periodo dell'onda, la potenza media assorbita dall'attuatore dell'ala idrodinamica è<sup>2</sup> :

$$P_{q5} = \frac{1}{T_{wave}} \int \frac{P_{Iq5}}{\eta_{Inv}} dt = \frac{3R_f}{\eta_{Inv}k_T^2 T_{wave}} \int T_{q5}^2 dt$$

Nella tabella(4.9) si riportano i flussi di potenza nelle quattro condizioni di mare ipotizzate; nelle figure(4.16) - (4.19) si riporta l'andamento della componente istantanea e media della potenza meccanica all'asse del giunto  $q_4$  e l'andamento della potenza dissipata negli avvolgimenti del motore del  $q_5$ . Per quanto riguarda i rendimenti dei vari componenti elettrici, si assumono i seguenti valori cautelativi:

$$\eta_M = 0.9$$

$$\eta_{Inv} = 0.98$$

$$\eta_{Gear} = 0.70$$

Osserviamo che il rendimento del riduttore è abbastanza basso, tuttavia concorde con l'elevato rapporto di trasmissione necessario per contenere le dimensioni e la massa del motore. Per la costante di coppia e la resistenza di fase del motore del giunto  $q_5$  si utilizzano i valori del motore selezionato (Appendice A):

$$k_T = 0.00142 \quad [N][m]/[A]$$

$$R_f = 0.450 \quad \Omega$$

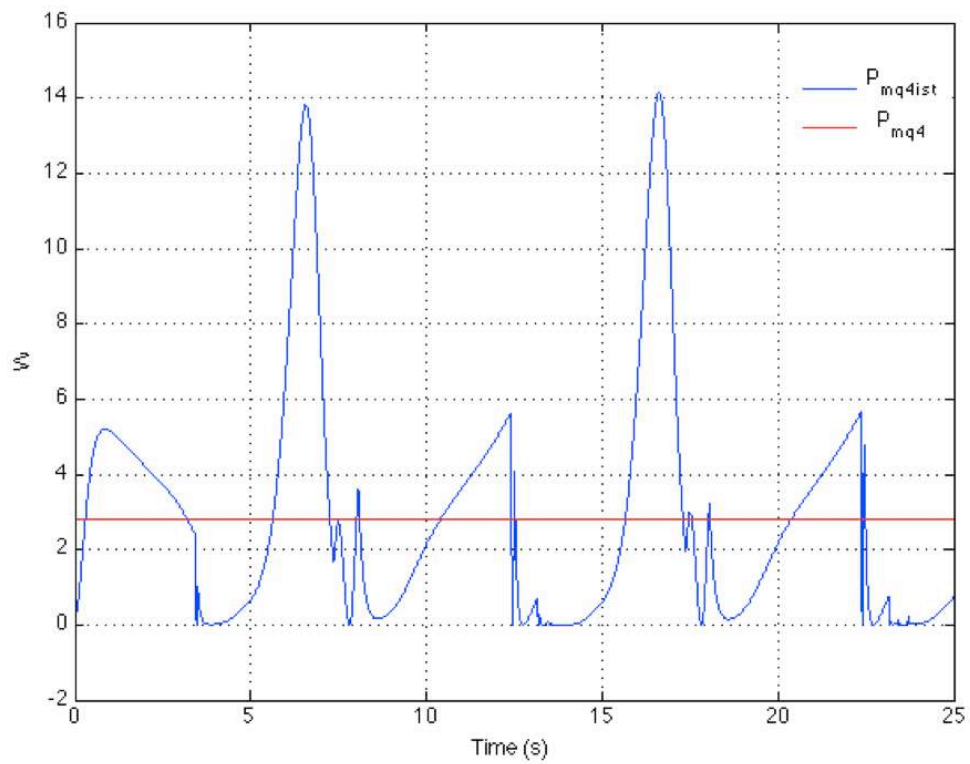
L'analisi dei flussi di potenza è stata condotta assumendo che tutta l'elettronica di bordo ( $P_{Load}$ ) sia in condizioni di minimo assorbimento. Come è possibile osservare dalla tabella(4.9), con questa architettura il recupero di energia è possibile solo nella condizione Smooth 1. Si noti la differenza rispetto alla potenza teoricamente recuperabile il cui calcolo è stato riportato in tabella(4.3). Il sistema è penalizzato dall'energia spesa dall'azionamento dell'ala per mantenere quest'ultima nella condizione  $q_5 = 0$

---

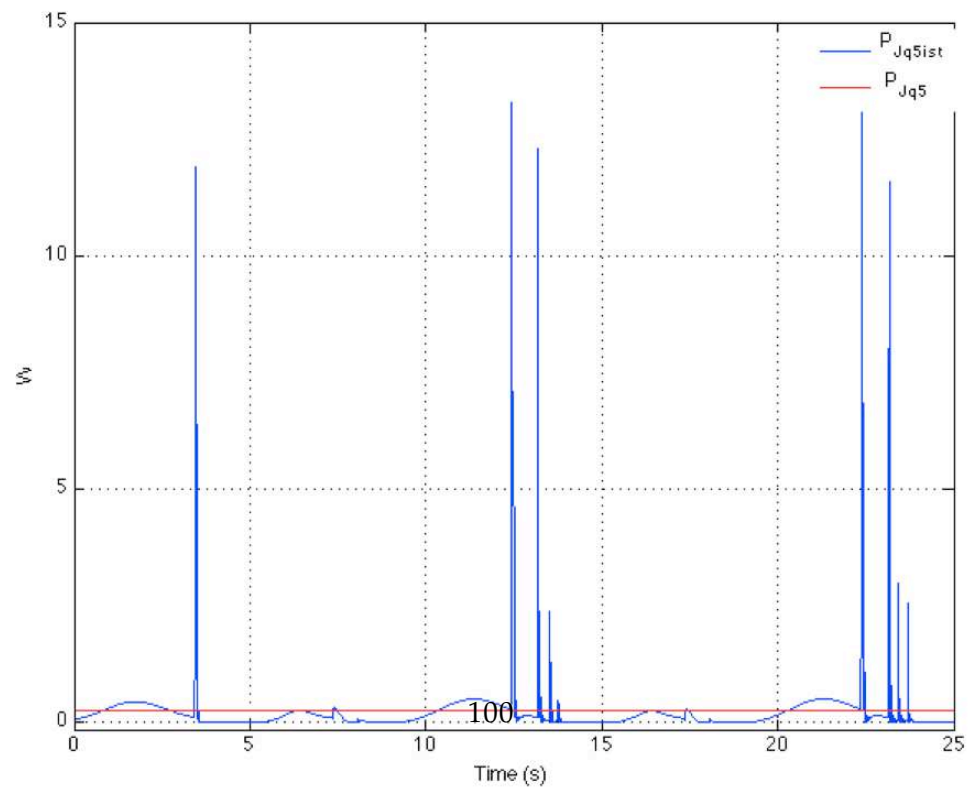
<sup>2</sup>Poiché l'albero non ruota, si può assumere unitario il rendimento del riduttore di velocità

Sea	$T_{wave}$ [s]	$P_{mq4}$ [W]	$P_{Jq5}$ [W]	$P_{q4}$ [W]	$P_{q5}$ [W]	$P_{Load}$ [W]	$P_{Bat}$ [W]
Calm1	10.1	2.80	0.25	1.73	0.26	3.00	< 0
Calm2	20.1	0.91	0.05	0.56	0.05	3.00	< 0
Smooth1	10.2	18.78	5.03	11.60	5.13	3.00	9.94
Smooth2	20.2	4.88	1.53	3.01	1.56	3.00	< 0

**Tabella 4.9:** Analisi dei flussi di potenza nelle quattro condizioni di mare considerate

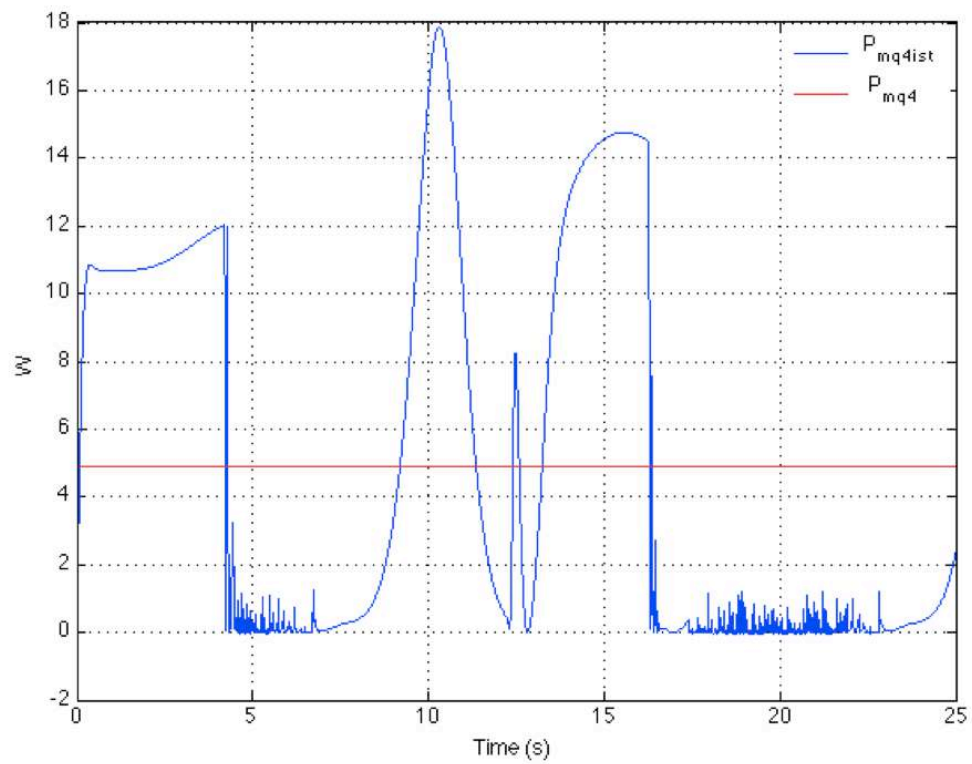


(a)

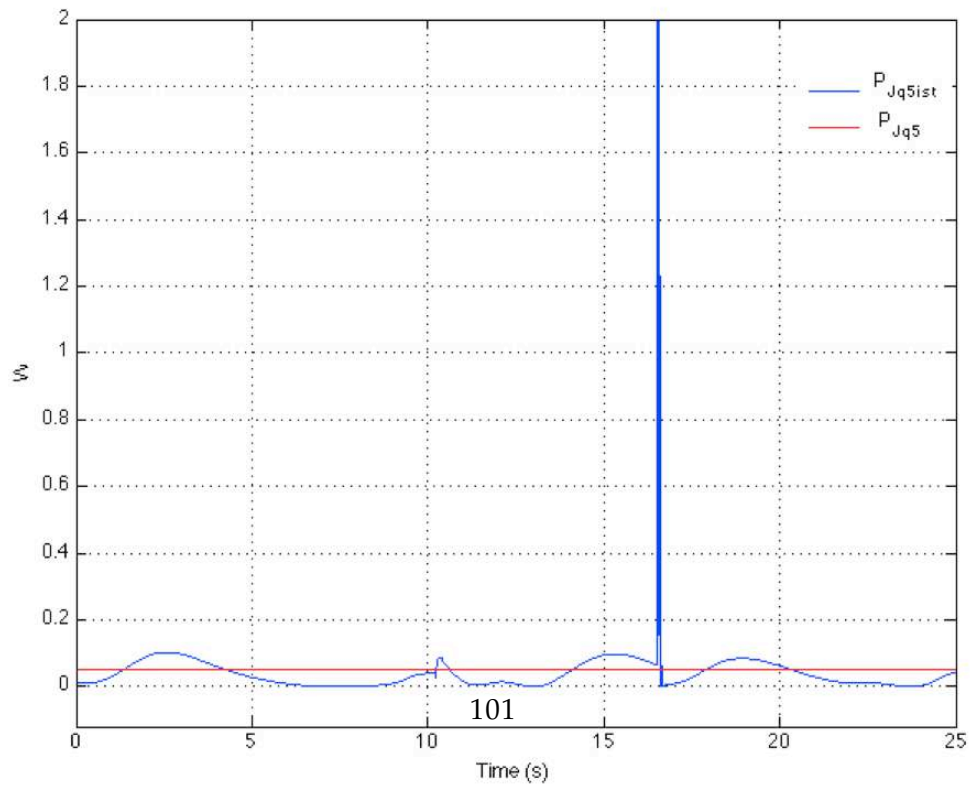


(b)

**Figura 4.16:** Condizione di mare *Calm 1* (a)  $P_m$   $P_{m_{ist}}$  al  $q_4$  (b) Perdite Joule nel motore del  $q_5$

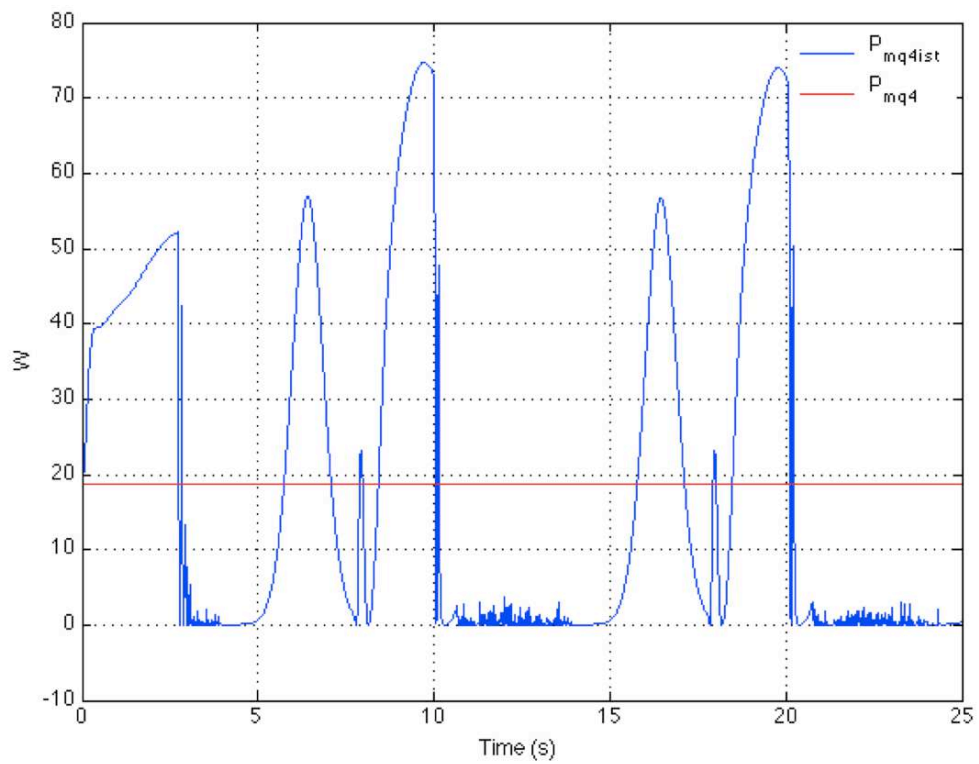


(a)

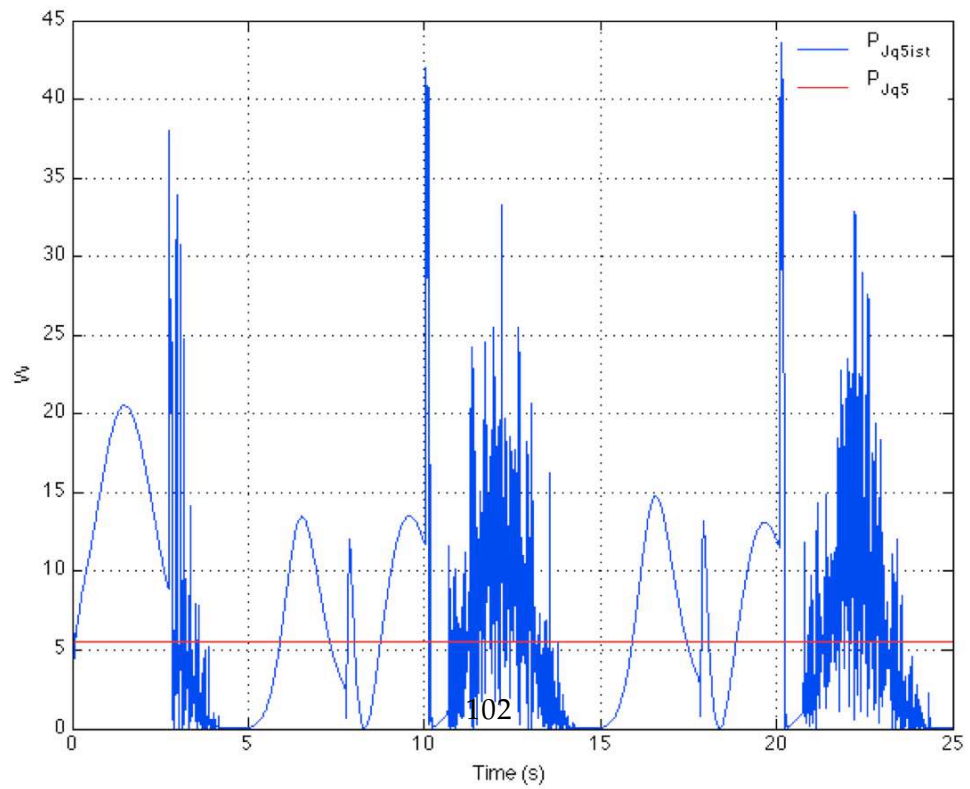


(b)

**Figura 4.17:** Condizione di mare *Calm 2* (a)  $P_m$   $P_{m_{ist}}$  al  $q_4$  (b) Perdite Joule nel motore del  $q_5$

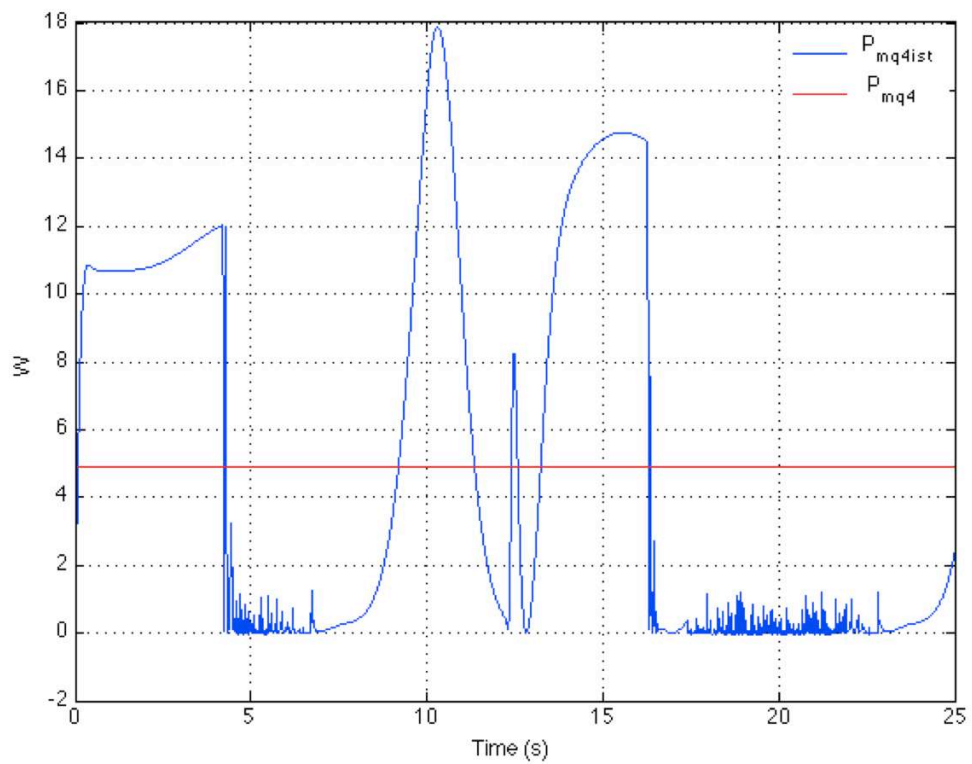


(a)

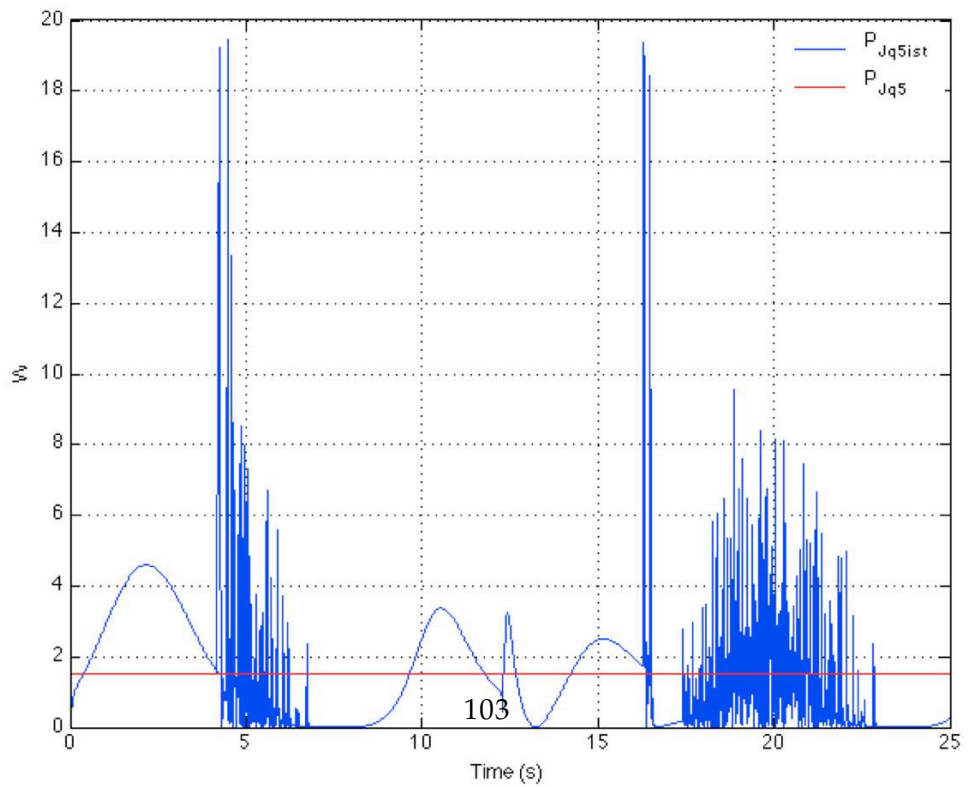


(b)

**Figura 4.18:** Condizione di mare *Smooth 1* (a)  $P_m$   $P_{m_{ist}}$  al  $q_4$  (b) Perdite Joule nel motore del  $q_5$



(a)



(b)

**Figura 4.19:** Condizione di mare *Smooth 2* (a)  $P_m$   $P_{m_{ist}}$  al  $q_4$  (b) Perdite Joule nel motore del  $q_5$

Si può ottenere un sensibile miglioramento dell'efficienza energetica del sistema se si ipotizza la presenza di un sistema meccanico di bloccaggio del giunto  $q_5$ . In tal caso la condizione di ricarica della batteria diventa:

$$P_{q4L} + P_{q4R} = P_{Bat} + P_{Load}$$

Nelle stesse condizioni di mare i flussi di potenza assumono i valori riportati nella tabella(4.10). Si discutono ora alcuni aspetti generali legati all'architettura di controllo del

Sea	$T_{wave}$ [s]	$P_{mq4}$ [W]	$P_{q4}$ [W]	$P_{Load}$ [W]	$P_{Bat}$ [W]
Calm1	10.1	2.80	1.73	3.00	< 0
Calm2	20.1	0.91	0.56	3.00	< 0
Smooth1	10.2	18.78	11.60	3.00	20.20
Smooth2	20.2	4.88	3.01	3.00	3.01

**Tabella 4.10:** Analisi dei flussi di potenza nelle quattro condizioni di mare considerate

giunto  $q_4$ . In particolare l'azionamento del motore del giunto  $q_4$  deve essere controllato in modo da realizzare due obiettivi:

- massimizzare l'energia estratta dal moto ondoso;
- ricaricare la batteria secondo una sequenza pre-definita.

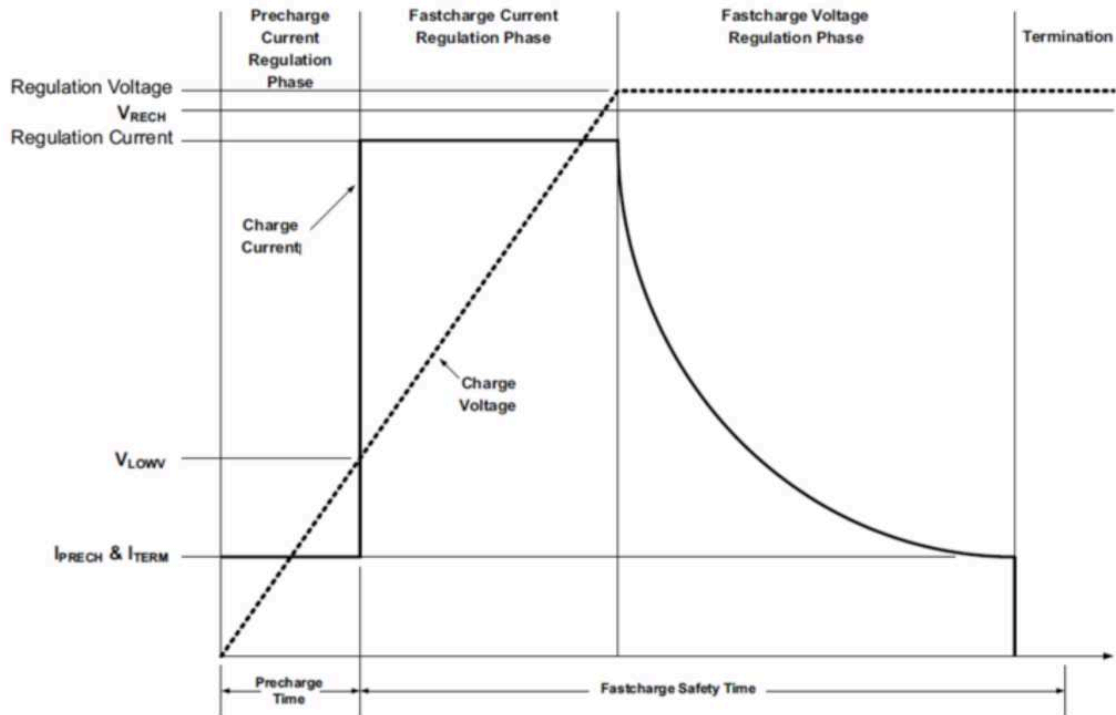
La condizione di massima energia estratta si ottiene quando il sistema meccanico complessivo è in fase con quello delle onde. Come descritto nella sezione di controllo all'inizio di questo capitolo, si può controllare la coppia elettromagnetica ( $\tau_{q_4}$ ) sviluppata dal motore secondo la seguente legge:

$$\tau_{q_4} = kq_4$$

Si discute ora la procedura di ricarica della batteria. La ricarica di una batteria si articola in tre fasi distinte (figura(4.20)):

- fase di precarica;

- fase di ricarica a corrente costante;
- fase di ricarica a tensione costante.



**Figura 4.20:** Profilo di ricarica della batteria

Se la batteria è stata per lungo tempo inutilizzata, a causa dell'autoscarica, la tensione ai suoi capi potrebbe essere inferiore ad un valore minimo ( $V_{LOWV}$ ). In tale situazione occorre procedere ad una precarica a corrente costante con un valore pari a  $1/10$  della corrente utilizzata nella seconda fase. Nella seconda fase la batteria è alimentata a corrente costante, tipicamente con un valore massimo cautelativo di  $I_{Regulation} = 1C^3$ . La tensione cresce in modo lineare. Questa fase si conclude quando la tensione di batteria raggiunge un valore limite ( $V_{RECH}$ ). Nell'ultima fase di ricarica la batteria è alimentata a tensione costante (Regulation Voltage). La corrente decresce in modo esponenziale fino

<sup>3</sup>C è la capacità della batteria, espressa in Ah



scendere al di sotto di un valore di soglia ( $I_{TERM}$ ) che sta ad indicare la completa carica della batteria. L'energia resa dalla batteria in fase di scarica è:

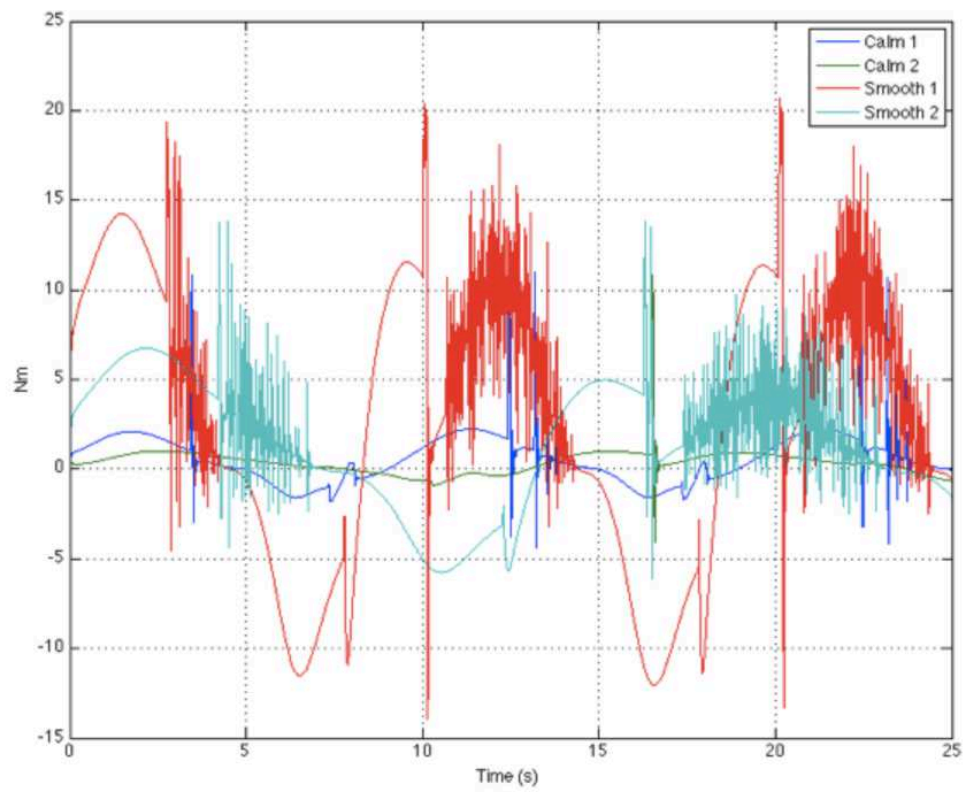
$$E_{bat} = \eta_{Bat} \int P_{Bat} dt$$

dove  $\eta_{Bat}$  è il rendimento della batteria, che può essere assunto mediamente pari a 0.95. Infine occorre considerare che per non ridurre la vita della batteria (intesa come numero di cicli di scarica utili) occorre che il livello di carica, misurato dal SOC, non raggiunga il valore zero, ma che viceversa la batteria sia ricaricata quando il SOC scende al di sotto di un valore minimo.

Vengono ora discusse le specifiche generali sugli azionamenti ai giunti. Si analizza prima il giunto di ala e poi il giunto di braccio.

Per quanto riguarda l'ala, in entrambe le fasi operative del veicolo (navigazione e ricarica) l'azionamento del giunto  $q_5$  deve realizzare un controllo di posizione angolare. Dalle simulazioni condotte, la fase di ricarica è quella più gravosa in termini di coppia sviluppata dal motore. Nella figura(4.21) si riporta l'andamento della coppia nelle quattro condizioni di mare. La situazione più gravosa è la condizione di mare Smooth 1, nella quale la coppia richiesta per mantenere immobile il giunto  $q_5$  raggiunge periodicamente il valore di 20 Nm. Data l'elevata coppia richiesta è opportuno utilizzare una trasmissione meccanica tra motore e ala. Il valore del rapporto di trasmissione deve essere tale da rendere la coppia resistente applicata all'albero paragonabile a quella sviluppata dal motore. Altri elementi da considerare sono il funzionamento periodico, l'efficacia del sistema di raffreddamento e la capacità di sovraccarico di un motore elettrico. Queste considerazioni permettono di ridurre la taglia del motore, dimensionandolo non per il valore di picco ma anche per la coppia media. Un possibile dimensionamento è riportato nella tabella(4.11).

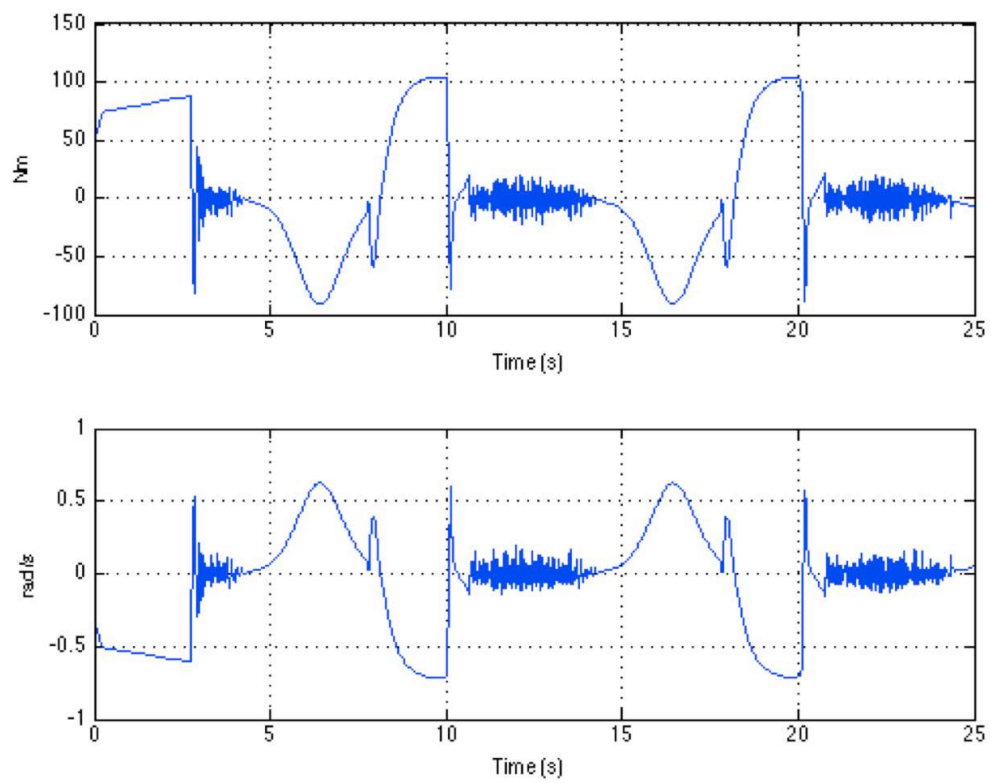
Per il dimensionamento dell'azionamento del giunto  $q_4$  si è tenuto conto dello scenario più gravoso, rappresentato dal mare di tipo Smooth 1. Nella figura(4.22) è riportato l'andamento della coppia sviluppata all'asse di  $q_4$  e la corrispondente velocità.



**Figura 4.21:** Andamento della coppia sviluppata dall'azionamento  $q_5$  al variare delle condizioni di mare

<b>Motore</b>	Tipo	Maxon 272762
	Tipologia	Brushless a magneti superficiali
	Magneti	Nd-Fe.Br
	Tensione nominale	12 V
	Potenza nominale	60 W
	Coppia nominale	63.6 mNm
	Coppia massima	381 mNm
	Velocità nominale	6590 rpm
	Corrente nominale	4.72 A
	Massimo rendimento	80 %
	Diametro	30 mm
	Lunghezza	64 mm
	Massa	305 g
<b>Convertitore DC/AC</b>	Tipo	EMaxton SCON MODULE 50/5 4-Q
	Tensione lato DC	12 V
	Corrente AC nominale	5 A
	Corrente AC massima	20 A
	Frequenza PWM	53 kHz
	Massa	12 g
	Dimensioni (mm)	43.2 × 31.8 × 12.7
	Modulazione	PWM
	Rendimento	0.98
<b>Riduttore</b>	Tipo	Maxton 203132
	materiale ingranaggi	ceramica
	rapporto di trasmissione	257:1
	coppia max continuativa	15 Nm
	coppia max intermittente	22.5 Nm
	massimo rendimento	0.64
	diametro	42 mm
	lunghezza	84.5 mm
	peso	560 g
<b>Sensore di posizione angolare</b>	Tipo	HEDS 5540
	numero di impulsi	500
	velocità massima	1200 rpm

Tabella 4.11: dimensionamento dell'azionamento per il giunto  $q_5$



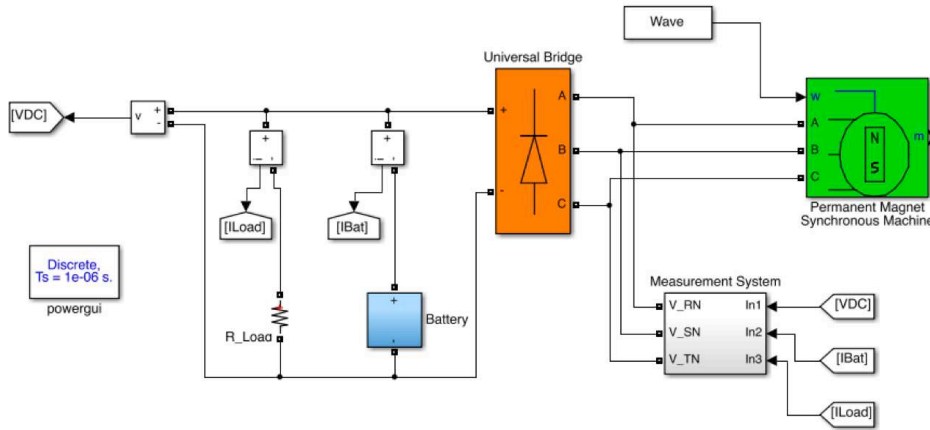
**Figura 4.22:** Andamento della coppia e della velocità al giunto  $q_4$  nella condizione di mare Smooth1

Per il dimensionamento del riduttore di velocità e del motore elettrico si può ancora tenere conto dell'andamento periodico del carico e quindi far riferimento ai valori medi. Il rapporto di trasmissione ( $\tau_{Gear}$ ) è scelto in modo che la velocità ( $\Omega_{mot}$ ) e la coppia applicata sull'albero veloce siano compatibili con i valori nominali della macchina elettrica:

$$\begin{cases} T_{mot} = \frac{T_{q4}}{\tau_{Gear}} \\ \Omega_{mot} = \tau_{Gear} \dot{q}_4 \end{cases}$$

Come motore si è utilizzato lo stesso scelto per il giunto  $q_5$ . Il dimensionamento proposto è riportato in tabella(4.12)

Gli azionamenti così dimensionati sono stati modellati attraverso il programma Simulink. Lo schema Simulink associato all'azionamento del giunto  $q_4$  è riportato in figura(4.23).

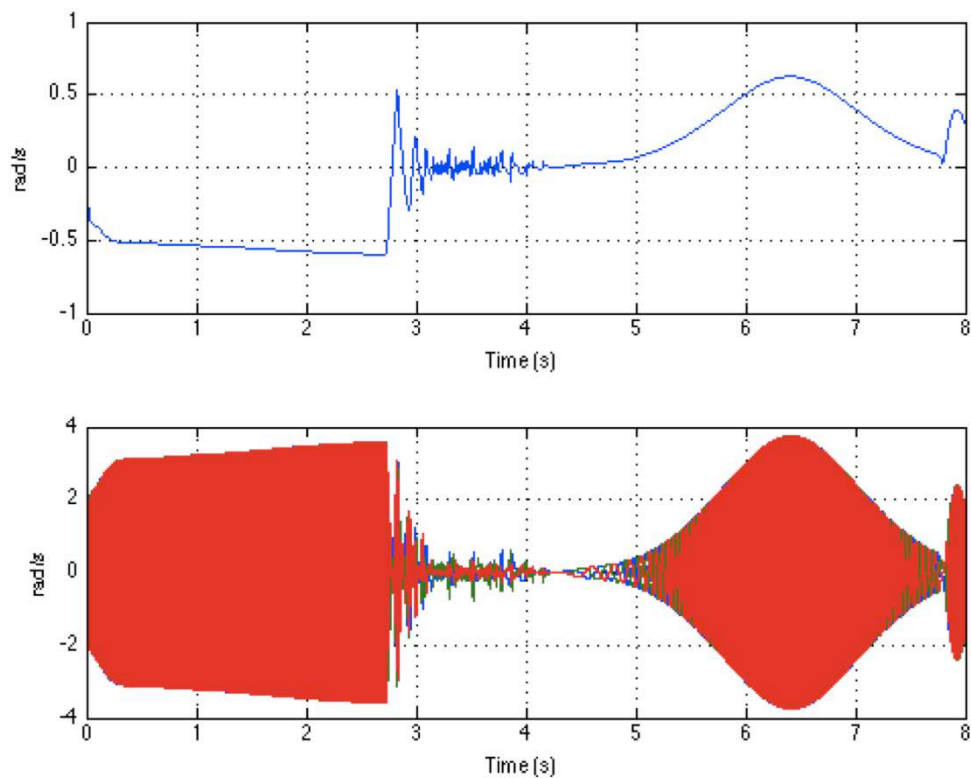


**Figura 4.23:** Schema Simulink dell'azionamento del  $q_4$

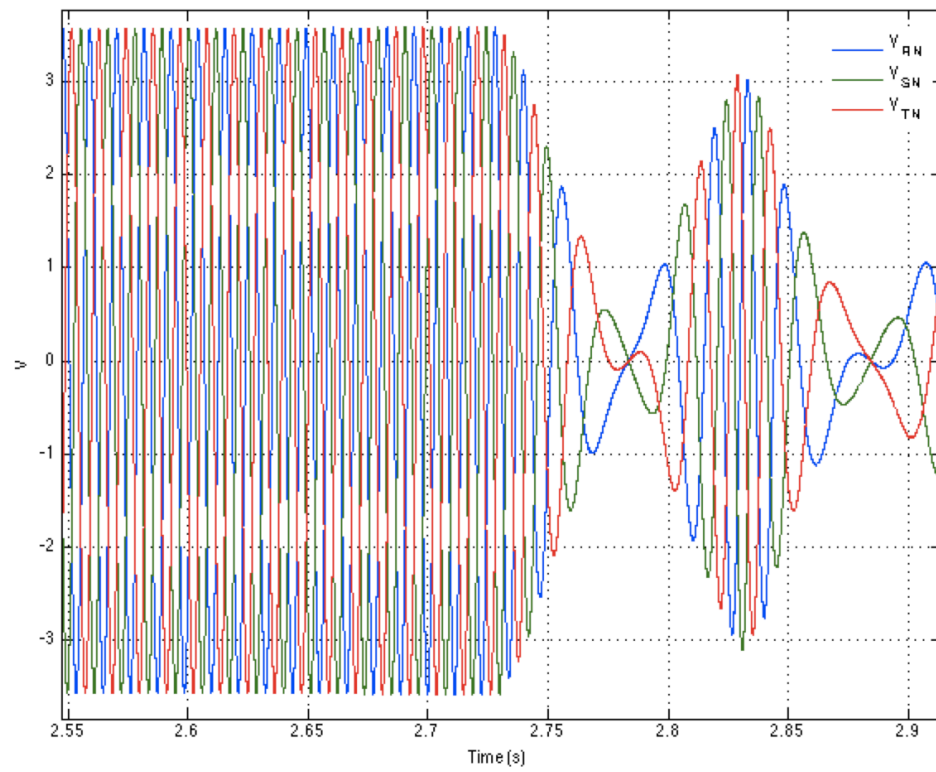
Per il motore sono stati utilizzati i seguenti parametri ricavati dal datasheet:

- resistenza di fase  $R_f = 0.447 \text{ W}$
- induttanza di fase  $L_f = 0.049 \text{ mH}$
- costante elettrica  $k_A = 672 \text{ rpm/V}$
- costante di coppia  $k_T = 14.2 \text{ mNm/A}$
- numero di coppie polari  $p = 1$
- inerzia rotore  $J = 21.9 \text{ gcm}^2$

Nelle figure(4.24) e (4.25) è riportato l'andamento delle tensioni a vuoto nel caso in cui il profilo della velocità dell'albero del motore sia quello dello scenario Smooth1.



**Figura 4.24:** Andamento delle tensioni indotte ai capi degli avvolgimenti  $q_4$



**Figura 4.25:** Particolare delle tre tensioni di fase di figura(4.24)

<b>Motore</b>	Tipo	Maxon 272762
	Tipologia	Brushless a magneti superficiali
	Magneti	Nd-Fe.Br
	Tensione nominale	12 V
	Potenza nominale	60 W
	Coppia nominale	63.6 mNm
	Coppia massima	381 mNm
	Velocità nominale	6590 rpm
	Corrente nominale	4.72 A
	Massimo rendimento	80 %
	Diametro	30 mm
	Lunghezza	64 mm
	Massa	305 g
<b>Convertitore DC/AC</b>	Tipo	EMaxton SCON MODULE 50/5 4-Q
	Tensione lato DC	12 V
	Corrente AC nominale	5 A
	Corrente AC massima	20 A
	Frequenza PWM	53 kHz
	Massa	12 g
	Dimensioni (mm)	43.2 × 31.8 × 12.7
	Modulazione	PWM
	Rendimento	0.98
<b>Riduttore</b>	Tipo	Maxton 223112
	materiale ingranaggi	ceramica
	rapporto di trasmissione	936:1
	coppia max continuativa	30 Nm
	coppia max intermittente	45 Nm
	massimo rendimento	0.68
	diametro	52 mm
	lunghezza	92.0 mm
	peso	920 g
<b>Sensore di posizione angolare</b>	Tipo	HEDS 5540
	numero di impulsi	500
	velocità massima	1200 rpm

Tabella 4.12: dimensionamento dell'azionamento per il giunto  $q_4$



## 4.4 Statistiche

In questa sezione sono riportate le statistiche [24] sul tipo di onde che è possibile incontrare ipotizzando una rotta lineare da Livorno a Barcellona per una distanza di circa 700 Km, 378 NM. È opportuno precisare che i dati sulla frequenza delle onde sono molto sensibili alle condizioni del vento e sono dunque meno accurati, soprattutto per onde di altezza medio-bassa [0.25 m 0.50m] e breve periodo, come nel caso *Calm 1*.

Le onde sono classificate come in tabella 4.2; il dettaglio delle statistiche è riportato in tabella 4.13.

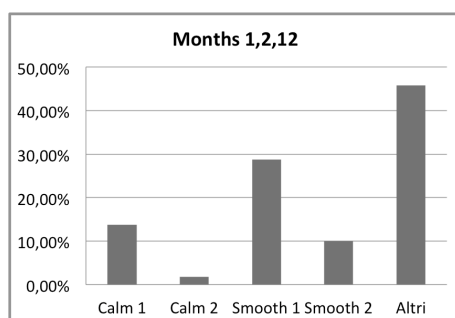
In fig.(4.26) i grafici a torta rappresentano la probabilità di incontrare condizioni meteo favorevoli per la ricarica del veicolo. Come verificato nella sezione precedente, gli stati del mare *Calm 1* e *Calm 2* non forniscono energia meccanica sufficiente per la ricarica del veicolo e dunque si considerano come condizioni avverse.

Si noti come la situazione *Smooth 1* esibisca un comportamento statistico abbastanza stabile (attorno al 30% del tempo) al variare delle stagioni. Consideriamo la situazione di recupero energetico, escludendo precauzionalmente l'operatività del sistema anche in condizioni di mare più agitato rispetto al caso *Smooth*. Consideriamo inoltre la situazione in cui nella modalità *wave-gliding* si desidera recuperare 500 Wh. La potenza disponibile media per stagione per la ricarica di batteria ed il tempo medio di ricarica sono riportati in tabella(4.14)

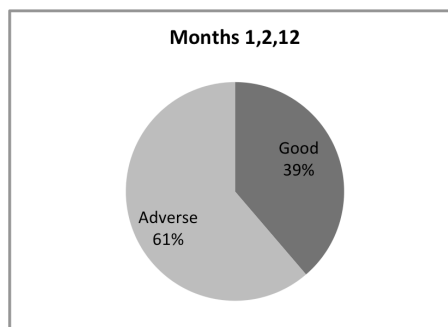
Stagione	Calm 1 %	Calm 2 %	Smooth 1 %	Smooth 2%	Altri %
Inverno	13.72	1.79	28.72	10.00	45.76
Autunno	20.20	2.8	30.32	11.00	35.65
Primavera	24.19	3.85	31.46	13.78	26.72
Estate	39.45	4.33	29.95	9.61	16.66

**Tabella 4.13:** Percentuale stagionale del tempo in cui si presentano le condizioni di mare classificate come da tabella(4.2) lungo il percorso Livorno Barcellona.

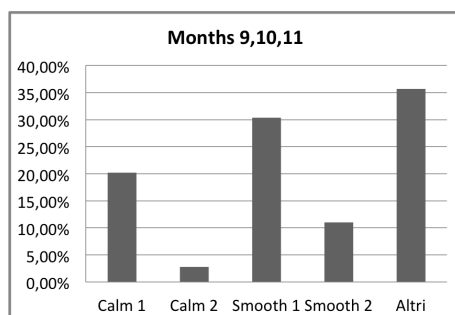
Mediamente, una ricarica completa avviene in 78 h. Chiaramente, con lo stesso metodo possono essere effettuate stime del tempo di ricarica per altre zone geografiche o



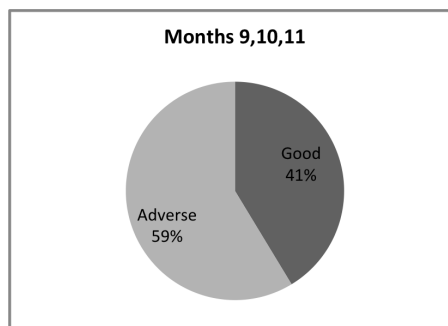
(a) winter



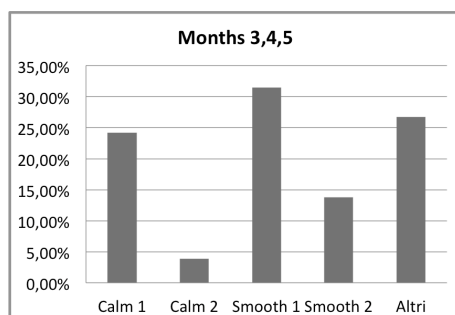
(b) winter



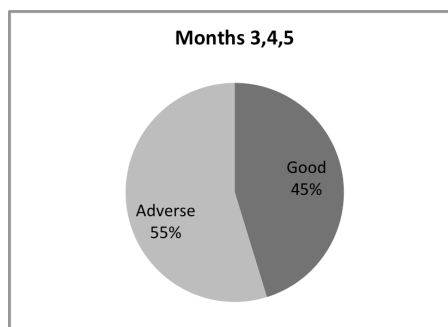
(c) autumn



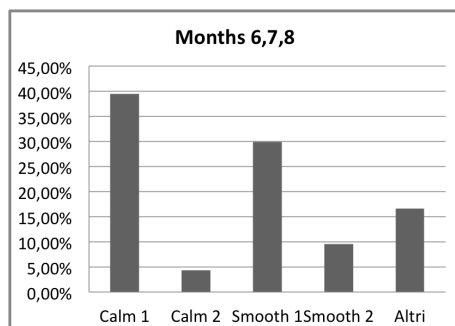
(d) autumn



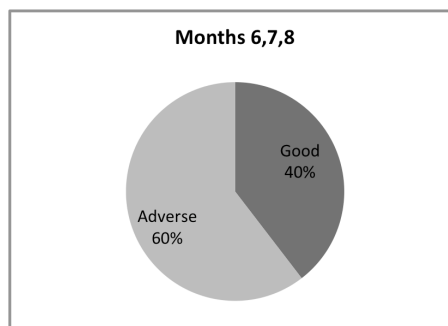
(e) spring



(f) spring



(g) summer



(h) summer

**Figura 4.26**

Stagione	Potenza disponibile media (W)	Tempo medio di ricarica (h)
Inverno	6.10	82
Primavera	6.77	73.8
Estate	6.34	78.8
Autunno	6.45	77.5

**Tabella 4.14:** Potenza disponibile media per stagione e tempo medio di ricarica completa per stagione; la potenza disponibile media è calcolata sulla base della potenza che effettivamente è utilizzabile dalla batteria per ciascuno dei due bracci del veicolo

basate su statistiche mensili. Inoltre, utilizzando i dati della tabella(4.7), è possibile effettuare una stima della percentuale di tempo spesa dal veicolo in una particolare configurazione di missione e in ricarica. Tali stime sono riportate in tabella(4.15). E' chiaro che si tratta di stime indicative, in quanto una missione sarà composta in generale da attività a bassa, media e alta potenza, ma tale stima si ritiene comunque utile dal punto di vista qualitativo per fissare gli ordini di grandezza delle scale temporali.

Configurazione	Missioni tipiche e frazione di tempo impiegabile nella missione	Frazione di tempo impiegata nella ricarica	
<i>Gliding</i>	Misure ambientali, posizionamento preliminare, riposizionamento per altre missioni	54%	46%
<i>AUV / Massima potenza</i>	Sorveglianza (scorta)	7%	93%
<i>AUV / Media potenza</i>	Sorveglianza (bonifica, protezione), rilievo fondale	11%	89%

**Tabella 4.15:** Potenza richiesta e tempo atteso in configurazioni di navigazione tipiche

## Capitolo 5

# Conclusioni

In questa tesi è stato ottimizzato un modello bidimensionale di un veicolo autonomo per l'esplorazione marina, munito di un modulo in grado di convertire l'energia cinetica e potenziale del moto ondoso in energia elettrica (WEC).

Il modello sviluppato è suddiviso in due sottosistemi, uno meccanico che modella il moto del veicolo in modalità *wave glider* ed uno elettrico per gli azionamenti brushless in funzionamento sia da motore che da generatore.

Analizzando lo spazio operativo della catena cinematica braccio-ala, sono stati studiati tre possibili diversi controlli del moto secondo i quali è possibile:

1. sfruttare l'azionamento posto a livello del giunto  $q_5$  (braccio-ala) come generatore elettrico, bloccando invece il giunto  $q_4$  (scafo-braccio) in una posizione costante;
2. sfruttare l'azionamento posto a livello del giunto  $q_4$  come generatore elettrico, bloccando invece il giunto  $q_5$  in una posizione costante tale da mantenere allineata l'ala con il braccio;
3. sfruttare entrambi gli azionamenti dei giunti  $q_4$   $q_5$  come generatori elettrici.

Tra i tre controlli del moto presi in esame quello, che è risultato numericamente più efficiente è il secondo.

Nel primo caso le potenze sviluppate al giunto  $q_5$  risultano infatti insufficienti per alimentare l'elettronica di base del veicolo e ricaricare la batteria.

Nel secondo caso, invece, mantenendo fissa l'orientazione tra braccio ed ala si massimizza la coppia al giunto  $q_4$ . Anche se l'azionamento posto al livello del giunto  $q_5$  consuma energia per mantenere l'orientazione dell'ala costante, il bilancio energetico complessivo risulta sufficiente per la ricarica del veicolo.

Nel terzo caso, infine, non è stato possibile trovare una soluzione che consenta di sincronizzare il moto complessivo del sistema braccio-ala con il moto circolare e periodico dell'onda senza spendere energia di controllo.

L'analisi sull'energia cinetica del sistema meccanico è stata condotta al variare delle dimensioni del modulo WEC, evidenziando il rapporto tra le dimensioni del braccio e dell'ala e le potenze che questo cinematismo è in grado di sviluppare.

Si conclude che aumentando le dimensioni sia del braccio che dell'ala, è possibile sfruttare potenze maggiori provenienti dal mare, anche in caso di onde che non superino il metro di altezza; tuttavia aumentare le dimensioni del modulo significa limitare le funzionalità del veicolo, perciò le simulazioni sono state condotte per lunghezze del braccio non superiori a 1.40 m e per ali con lunghezza di corda massima pari a 0.7 m e apertura alare pari a 0.6 m. Le simulazioni sul modello vengono effettuate per stati del mare in cui si sviluppano onde non superiori al metro, limitando prudenzialmente l'operatività del veicolo in fase di ricarica. Con queste limitazioni tuttavia, la probabilità di incontrare onde che generino potenze sufficienti a ricaricare la batteria del veicolo si riducono al 30% del totale.

Le simulazioni condotte sul modello meccanico hanno permesso di stimare le coppie massime che i motori elettrici devono sviluppare, perciò è stato possibile effettuare un dimensionamento del sistema elettrico. Considerando lo spazio limitato in cui dovranno

essere alloggiati i motori brushless, risulta opportuno limitare le dimensioni degli azionamenti accoppiandoli con un riduttore di velocità con rapporti di trasmissione opportuni; tuttavia, questo comporta una ulteriore perdita in termini di efficienza.

Per migliorare il bilancio energetico complessivo del sistema, è possibile pensare ad un blocco meccanico dell'ala in modo da eliminare la spesa energetica del controllo di posizione sul giunto  $q_5$ .

Un'altra possibile soluzione è quella di eliminare il grado di libertà  $q_5$  costruendo un unico *link*; questa soluzione, oltre ad essere meccanicamente più semplice, offre la possibilità di effettuare una semplificazione anche del sistema elettrico. Non dovendo attuare i giunti a livello dell'ala, infatti, sarà possibile utilizzare un unico motore posto a livello dello scafo al quale verranno collegati i link destro e sinistro del modulo WEC tramite un unico albero.

Infine, utilizzando l'atlante delle onde del mar Mediterraneo, è stato stimato il tempo medio di ricarica (tabella(4.14)), ed è stata fornita una stima indicativa dell'autonomia del veicolo in base al tipo di missione da svolgere (tabella(4.15)).

# Bibliografia

- [1] Marthiniussen, Roar and Vestgard, K and Klepaker, Rolf Arne and Storkersen, N. "Hugin-AUV concept and operational experiences to date", in *OCEANS'04. MTTs/IEEE TECHNO-OCEAN'04*. vol. 2. IEEE, 2004, pp 846–850
- [2] Araki, Satoshi and Ishii, Kazuo, Development of glider type small AUV SeaBird, "Development of glider type small AUV SeaBird", *Underwater Technology and Workshop on Scientific Use of Submarine Cables and Related Technologies*, 2007. *Symposium on*, IEEE, 2007, pp. 320-325.
- [3] , Dunbabin, Matthew and Roberts, Jonathan and Usher, Kane and Winstanley, Graeme and Corke, Peter, "A hybrid AUV design for shallow water reef navigation", *Robotics and Automation*, 2005. *ICRA 2005. Proceedings of the 2005 IEEE International Conference on*, IEEE, 2005, pp. 2105-2110.
- [4] Webb, Douglas C and Simonetti, Paul J and Jones, Clayton P, "Slocum: An underwater glider propelled by environmental energy", *Oceanic Engineering, IEEE Journal of*, IEEE, 2001, vol. 26, no. 4, pp. 447-452
- [5] Willcox, Scott and Meinig, Christian and Sabine, Christopher L and Lawrence-Slavas, Noah and Richardson, Tim and Hine, Roger and Manley, Justin, "An autonomous mobile platform for underway surface carbon measurements in open-ocean



- and coastal waters", IEEE, 2009.
- [6] Manley, Justin and Willcox, Scott, "The wave glider: A persistent platform for ocean science", *OCEANS 2010 IEEE-Sydney*, IEEE, 2010, pp. 1-5
- [7] Clément, Alain and McCullen, Pat and Falcão, António and Fiorentino, Antonio and Gardner, Fred and Hammarlund, Karin and Lemonis, George and Lewis, Tony and Nielsen, Kim and Petroncini, Simona and others, "Wave energy in Europe: current status and perspectives", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Elsevier, 2002, vol. 6, no. 5, pp. 405-431
- [8] Kondo, H and Katoh, M and Ohta, N, "A new system of wave power extraction and shore protection at erosive coasts. 3rd EWEC", *Patras, Greece*, 1998.
- [9] Brekken, Ted KA, "On model predictive control for a point absorber wave energy converter", *PowerTech, 2011 IEEE Trondheim*, IEEE, 2011, pp. 1-8.
- [10] Yemm, RW and Henderson, RM and Taylor, CAE, "The OPD Pelamis WEC: Current status and onward programme", *Proc. 4th European Wave Energy Conference, Alborg Denmark*, 2000.
- [11] Salter, Stephen H and Taylor, JRM and Caldwell, NJ, "Power conversion mechanisms for wave energy", *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part M: Journal of Engineering for the Maritime Environment*, SAGE Publications, 2002, vol. 216, no. 1, pp. 1-27
- [12] Alvarez, A and Caffaz, A and Caiti, A and Casalino, G and Gualdesi, L and Turetta, A and Viviani, R, "Folaga: a low-cost autonomous underwater vehicle combining glider and AUV capabilities", *Ocean Engineering*, Elsevier, 2009, vol 36, no. 1, pp. 24-36

- [13] , Andrea Caiti, "Veicolo Autonomo Ibrido con Capacità di Wave-Gliding (VAI): Progetto del Sistema e Verifica delle Funzionalità e dei Requisiti;Progetto Esecutivo ed Analisi dei Costi", *ISME – CSSN*, 2012
- [14] Caiti, Andrea and Calabro, Vincenzo and Grammatico, Sergio and Munafo, Andrea and Stifani, Mirko, "Lagrangian modeling of the Underwater Wave Glider", *OCEANS, 2011 IEEE-Spain*, IEEE, 2011, pp. 1-6.
- [15] Fossen, Thor I, "Marine control systems: Guidance, navigation and control of ships, rigs and underwater vehicles", *Marine Cybernetics Trondheim*, 2002.
- [16] Perez, Tristan, "Ship Motion Control: Autopilots with Rudder Roll Stabilisation and Combined Rudder-fin Stabilisers", *Springerverlag London Limited*, 2005.
- [17] Abbott, Ira HA, "Theory of wing sections: including a summary of airfoil data", *DoverPublications*, 1959.
- [18] Wang, Li-Xin, "A Course in Fuzzy Systems", *Prentice-Hall press, USA*, 1999
- [19] M.C. Potter, J.L. Foss, "Fluid Mechanics", 1982
- [20] Siciliano, Bruno, "Robotica: modellistica, pianificazione e controllo", *McGraw-Hill libri Italia*, 2008
- [21] Lucio Taponecco, "Appunti di Meccatronica", *Università di Pisa*, 2010-2011
- [22] Ahmad, Mukhtar, "High Performance AC Drives: Modelling Analysis and Control", *Springer*, 2010
- [23] Massimo Ceraolo, "Appunti Sistemi Elettrici di Bordo", *Università di Pisa*, 2010 2011
- [24] Cavalieri, Luigi, "Atlas of the waves and wind of the Mediterranean sea", *ISMAR-CNR*, 2004

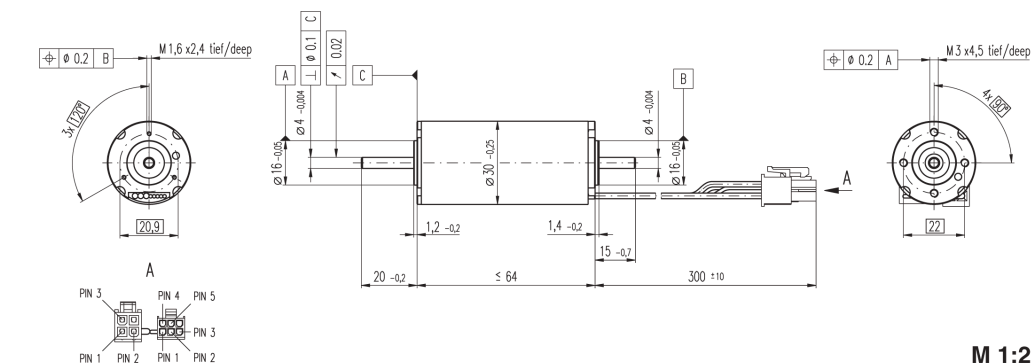
# Appendices



# Appendice A

# Datasheet

## EC-max 30 Ø30 mm, brushless, 60 Watt



M 1:2

Stock program  
 Standard program  
 Special program (on request)

### Order Number

272762 272763 272764 272765

### Motor Data

#### Values at nominal voltage

1	Nominal voltage	V	12.0	24.0	36.0	48.0
2	No load speed	rpm	7990	9350	9500	9360
3	No load current	mA	268	170	116	85.1
4	Nominal speed	rpm	6630	8040	8260	8120
5	Nominal torque (max. continuous torque)	mNm	62.4	61.3	64.7	65.3
6	Nominal current (max. continuous current)	A	4.61	2.66	1.90	1.41
7	Stall torque	mNm	381	458	522	519
8	Starting current	A	26.8	18.8	14.5	10.7
9	Max. efficiency	%	81	82	83	83

#### Characteristics

10	Terminal resistance phase to phase	Ω	0.447	1.27	2.48	4.49
11	Terminal inductance phase to phase	mH	0.0490	0.143	0.312	0.573
12	Torque constant	mNm / A	14.2	24.3	35.9	48.6
13	Speed constant	rpm / V	672	393	266	197
14	Speed / torque gradient	rpm / mNm	21.2	20.6	18.4	18.2
15	Mechanical time constant	ms	4.86	4.73	4.21	4.17
16	Rotor inertia	gcm <sup>2</sup>	21.9	21.9	21.9	21.9

### Specifications

<b>Thermal data</b>	
17	Thermal resistance housing-ambient
18	Thermal resistance winding-housing
19	Thermal time constant winding
20	Thermal time constant motor
21	Ambient temperature
22	Max. permissible winding temperature
<b>Mechanical data (preloaded ball bearings)</b>	
23	Max. permissible speed
24	Axial play at axial load < 6.0 N
25	Radial play
26	Max. axial load (dynamic)
27	Max. force for press fits (static) (static, shaft supported)
28	Max. radial loading, 5 mm from flange

### Other specifications

29	Number of pole pairs
30	Number of phases
31	Weight of motor

Values listed in the table are nominal.

#### Connection motor (Cable AWG 20)

red	Motor winding 1	Pin 1
black	Motor winding 2	Pin 2
white	Motor winding 3	Pin 3
N.C.		Pin 4

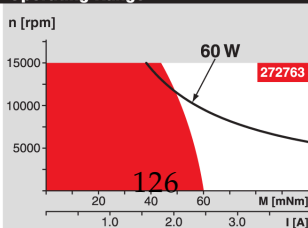
#### Connector Article number

Molex 39-01-2040

#### Connection sensors (Cable AWG 26)

yellow	Hall sensor 1	Pin 1
--------	---------------	-------

### Operating Range



### Comments

**Continuous operation**  
In observation of above listed thermal resistance (lines 17 and 18) the maximum permissible winding temperature will be reached during continuous operation at 25°C ambient.  
= Thermal limit.

**Short term operation**  
The motor may be briefly overloaded (recurring).

Assigned power rating

### maxon Modular System

#### Planetary Gearhead

Ø32 mm

8.0 Nm

Page 237

#### Koaxdrive

Ø32 mm

1.0 - 4.5 Nm

Page 238

#### Planetary Gearhead

Ø42 mm

3 - 15 Nm

Page 241

### Overview on page 16 - 21

**Encoder MR**  
500 / 1000 CPT,  
3 channels  
Page 264

**Encoder HDL 5540**  
500 CPT,  
3 channels  
Page 271

**Brake AB 20**  
Ø20 mm  
24 VDC, 0.1 Nm  
Page 314

### Recommended Electronics:

DECS 50/5 Page 288

maxon gear

# Planetary Gearhead GP 52 C Ø52 mm, 4 - 30 Nm

Ceramic Version

Technical drawing of the Planetary Gearhead GP 52 C. The side view shows a housing with a total length <L1, a motor shaft diameter of 20 mm, and a housing diameter of 52 mm. The front view shows a circular housing with 4x M5 x8 tie/depth holes and a total diameter of 52 mm. Dimensions include 20 mm for the motor shaft, 12 mm for the output shaft, 3.15 mm for the housing thickness, and 29.5 mm for the housing diameter. The drawing is labeled ISO 2491-A4x4x20.

Technical drawing of the Planetary Gearhead GP 52 C. The front view shows a circular housing with 4x M5 x8 tie/depth holes and a total diameter of 52 mm. The side view shows a housing with a total length <L1, a motor shaft diameter of 20 mm, and a housing diameter of 52 mm. Dimensions include 20 mm for the motor shaft, 12 mm for the output shaft, 3.15 mm for the housing thickness, and 29.5 mm for the housing diameter. The drawing is labeled ISO 2491-A4x4x20.

## Technical Data

Planetary Gearhead	straight teeth
Output shaft	stainless steel
Bearing at output	preloaded ball bearings
Radial play, 12 mm from flange	max. 0.06 mm
Axial play at axial load	< 5 N 0 mm
	> 5 N max. 0.3 mm
Max. permissible axial load	200 N
Max. permissible force for press fits	500 N
Sense of rotation, drive to output	=
Recommended input speed	< 6000 rpm
Recommended temperature range	-20 ... +100°C
Extended area as option	-35 ... +100°C
Number of stages	1 2 3 4
Max. radial load, 12 mm from flange	500 N 700 N 900 N 900 N

- ☒ Stock program
- ☐ Standard program
- ☐ Special program (on request)

## Order Number

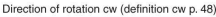
### Gearhead Data

	223080	223083	223089	223094	223097	223104	223109
1 Reduction	3.5 : 1	12 : 1	43 : 1	91 : 1	150 : 1	319 : 1	546 : 1
2 Reduction absolute	$7/2$	$49/4$	$343/8$	91	$2401/16$	$637/2$	546
3 Mass inertia	gcm <sup>2</sup> 20.7	17.6	17.3	16.7	17.3	16.8	16.4
4 Max. motor shaft diameter	mm 10	10	10	10	10	10	10
<b>Order Number</b>	<b>223081</b>	<b>223084</b>	<b>223090</b>	<b>223095</b>	<b>223099</b>	<b>223105</b>	<b>223110</b>
1 Reduction	4.3 : 1	15 : 1	53 : 1	113 : 1	186 : 1	353 : 1	676 : 1
2 Reduction absolute	$13/3$	$15/1$	$637/12$	$391/3$	$4459/24$	$28561/61$	676
3 Mass inertia	gcm <sup>2</sup> 12	16.8	17.2	9.3	17.3	9.4	9.1
4 Max. motor shaft diameter	mm 8	10	10	8	10	8	8
<b>Order Number</b>		<b>223085</b>	<b>223091</b>	<b>223096</b>	<b>223101</b>	<b>223106</b>	<b>223111</b>
1 Reduction	19 : 1	66 : 1	126 : 1	230 : 1	394 : 1	756 : 1	756 : 1
2 Reduction absolute	$169/9$	$1183/18$	126	$8281/36$	$1183/3$	756	756
3 Mass inertia	gcm <sup>2</sup> 9.5	16.7	16.4	16.8	16.7	16.4	16.4
4 Max. motor shaft diameter	mm 8	10	10	10	10	10	10
<b>Order Number</b>		<b>223086</b>	<b>223092</b>	<b>223098</b>	<b>223102</b>	<b>223107</b>	<b>223112</b>
1 Reduction	21 : 1	74 : 1	156 : 1	257 : 1	441 : 1	936 : 1	936 : 1
2 Reduction absolute	21	$147/2$	156	$1029/4$	441	936	936
3 Mass inertia	gcm <sup>2</sup> 16.5	17.2	9.1	17.3	16.5	9.1	9.1
4 Max. motor shaft diameter	mm 10	10	8	10	10	8	8
<b>Order Number</b>		<b>223087</b>	<b>223093</b>		<b>223103</b>	<b>223108</b>	
1 Reduction	26 : 1	81 : 1		285 : 1	488 : 1		
2 Reduction absolute	26	$2197/27$		$15379/54$	$4394/9$		
3 Mass inertia	gcm <sup>2</sup> 9.1	9.4		16.7	9.4		
4 Max. motor shaft diameter	mm 8	8		10	8		
5 Number of stages	1	2	3	3	4	4	4
6 Max. continuous torque	Nm 4	15	30	30	30	30	30
7 Intermittently permissible torque at gear output	Nm 6	22.5	45	45	45	45	45
8 Max. efficiency	% 91	83	75	75	68	68	68
9 Weight	g 460	620	770	770	920	920	920
10 Average backlash no load	° 0.6	0.8	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0
11 Gearhead length L1	mm 49.0	65.0	78.5	78.5	92.0	92.0	92.0

Technical drawing of the Planetary Gearhead GP 52 C. The side view shows a housing with a total length <L1, a motor shaft diameter of 20 mm, and a housing diameter of 52 mm. The front view shows a circular housing with 4x M5 x8 tie/depth holes and a total diameter of 52 mm. Dimensions include 20 mm for the motor shaft, 12 mm for the output shaft, 3.15 mm for the housing thickness, and 29.5 mm for the housing diameter. The drawing is labeled ISO 2491-A4x4x20.

## Combination

## maxon sensor



The figure contains two schematic diagrams. The left diagram shows a single grey rectangular block with a horizontal double-headed arrow below it labeled 'overall length'. The right diagram shows two adjacent grey rectangular blocks, each with a horizontal double-headed arrow below it labeled 'overall length'.

May 2011 edition / subject to change

